



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΚΑΙ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΑΡΕΤΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ-ΡΑΦΑΗΛ

Σχεδιασμός φυγοκεντρικού συμπιεστή για κύκλο Brayton με υπερκρίσιμο CO₂

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Ακαδημαϊκό Έτος :2019-2020

Επιβλέπων: Α.Μ. ΣΤΑΜΑΤΕΛΛΟΣ

Βόλος, Φεβρουάριος 2020

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΚΑΙ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

ΑΡΕΤΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ-ΡΑΦΑΗΛ

Σχεδιασμός φυγοκεντρικού συμπιεστή για κύκλο Brayton με υπερκρίσιμο CO₂

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Ακαδημαϊκό Έτος :2019-2020

Επιβλέπων: Α.Μ. ΣΤΑΜΑΤΕΛΛΟΣ

Βόλος, Φεβρουάριος 2020

Σκόπιμα κενή σελίδα.

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής: Αναστάσιος Σταματέλλος
(Επιβλέπων) Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής: Νικόλαος Ανδρίτσος
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής: Γεώργιος Χαραλάμπους
Επίκουρος Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Σκόπιμα κενή σελίδα.

Τις τελευταίες δεκαετίες, το διαρκώς αυξανόμενο περιβαλλοντικό πρόβλημα έχει δώσει ώθηση στην έρευνα πάνω σε νέους τρόπους παραγωγής ενέργειας, εστιάζοντας σε ηπιότερες μορφές ενέργειας και τεχνολογίες φιλικότερες προς το περιβάλλον. Μια τέτοιου είδους τεχνολογία αποτελεί και ο κλειστός κύκλος Brayton με εργαζόμενο υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ($s\text{CO}_2$). Οι κλειστοί κύκλοι Brayton με υπερκρίσιμο CO_2 μελετώνται ως εναλλακτική λύση στους κύκλους Rankine ατμοστροβίλου για εφαρμογές σε θερμοπυρηνικούς σταθμούς (Gen IV nuclear reactors), γεωθερμικούς κύκλους και ηλιακούς θερμικούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής. Το CO_2 έχει κρίσιμη θερμοκρασία $31.1\text{ }^\circ\text{C}$ και κρίσιμη πίεση 73 atm . Ο κύκλος αυτός εκμεταλλεύεται την απότομη αλλαγή ιδιοτήτων του διοξειδίου του άνθρακα κοντά στο κρίσιμο σημείο, που έχει ως αποτέλεσμα μια εγκατάσταση με πολύ μικρότερο μέγεθος και κατ' επέκταση πολύ μικρότερο κόστος λειτουργίας.

Η παρούσα διπλωματική εργασία αναφέρεται στο σχεδιασμό και την ανάλυση της ροής μέσα σε ένα φυγοκεντρικού συμπιεστή, κατάλληλο για ένα τέτοιο εργοστάσιο ηλεκτροπαραγωγής. Ο σχεδιασμός ενός τέτοιου συμπιεστή απαιτεί ιδιαίτερη προσοχή, καθώς η ροή δεν πρέπει να πέσει στη διαφασική περιοχή, προξενώντας προβλήματα στη λειτουργία του συμπιεστή. Στο πλαίσιο της διπλωματικής εργασίας, μελετάται ο κύκλος Brayton επανασυμπίεσης και στη συνέχεια σχεδιάζεται ο κύριος συμπιεστής του συστήματος.

Η εργασία ξεκινά με την αξιοποίηση της διαστατικής ανάλυσης ώστε να προκύψει ένας συνιστώμενος τύπος συμπιεστή για τη συγκεκριμένη εφαρμογή. Στην επόμενη φάση πραγματοποιείται ο προκαταρκτικός σχεδιασμός του συμπιεστή, ώστε να αποκτηθεί μια σαφής εκτίμηση για το μέγεθος του συμπιεστή, την απόδοση και τον ονομαστικό αριθμό στροφών. Στη συνέχεια εφαρμόζεται μονοδιάστατο μοντέλο υπολογισμού των απωλειών πίεσης στα επιμέρους τμήματα του συμπιεστή και οι τελικές συνθήκες λειτουργίας για δεδομένη γεωμετρία από τη βιβλιογραφία. Με βάση τη διαδικασία αυτή καταλήγουμε σε μιά κατάλληλη γεωμετρία φυγοκεντρικού συμπιεστή η οποία εκτιμάται ότι μπορεί να επιτύχει ισεντροπικό βαθμό απόδοσης της τάξης του 88%.

Το δεύτερο μέρος της εργασίας αφορά τη δημιουργία του τρισδιάστατου γεωμετρικού μοντέλου, την πλεγματοποίηση και τη μελέτη της ροής του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα μέσα από τη φτερωτή και τον διαχύτη του συμπιεστή, με τη διεξαγωγή υπολογιστικής ρευστομηχανικής ανάλυσης (CFD). Τέλος, πραγματοποιήθηκε μια παραμετρική ανάλυση με σκοπό τη διερεύνηση της λειτουργίας του συμπιεστή σε διαφορετικά σημεία λειτουργίας, με αποτέλεσμα να δημιουργηθεί ένας προσεγγιστικός χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή για ένα εύρος λειτουργίας.

Σκόπιμα κενή σελίδα.

Abstract

During the last decades, there is a growing debate over the environmental problem, resulting in research interest in new power production systems, which use renewable energy sources and are friendly for environment. One kind of these technologies is the closed loop Brayton cycle with supercritical carbon dioxide (sCO₂) as working fluid. The supercritical CO₂ Brayton cycle can be combined with a variety of applications, which use high temperature mainly, and it is able to achieve far better performances than the corresponding Rankine cycles. Moreover, this cycle takes advantage of the carbon dioxide abrupt properties variation close to critical point, leading in a much smaller power block and a corresponding reduction of the operating costs.

In this thesis, analysis of the flow through the rotor blades and diffuser of a centrifugal compressor for supercritical carbon dioxide is carried out. The design of such a compressor requires particular attention, because the flow must not fall into the transcritical area, causing problems to the compressor operation. In this particular study, the recompression Brayton sCO₂ cycle is studied and then the centrifugal compressor of the system is designed.

The process starts with a preliminary design, which gives an approximation of the size, the efficiency and the rotating speed of the compressor. Then, a two-dimensional design model of the impeller and the diffuser of the compressor is developed where available loss models from the literature are integrated. After solving the direct problem, the results got validated with the existing bibliography and the same equations were rewritten in order to solve the inverse problem. This results in the geometry of the centrifugal compressor for the operating conditions exported by the thermodynamic study.

The second part of the thesis concerns the creation of the solid model for the rotor and the diffuser, the meshing and the study of the flow of sCO₂ by computational fluid dynamic analysis with a commercial CFD code. Finally, a parametric analysis was carried out in order to study the compressor behaviour at various operating points. Finally, an approximate performance map of the compressor was produced based on the computations, over a typical operation range.

Σκόπιμα κενή σελίδα.

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσους με βοήθησαν στην εκπόνηση της διπλωματικής μου εργασίας, χωρίς τη βοήθεια των οποίων θα μου ήταν δύσκολο να επιτύχω αυτό το καλό αποτέλεσμα.

Αρχικά ευχαριστώ τον καθηγητή μου, κ Σταματέλλο Τάσο, για την εμπιστοσύνη που έδειξε στο άτομό μου δίνοντας το παρόν θέμα και την ευκαιρία που μου προσέφερε να ασχοληθώ και να εντρυφήσω στις στροβιλομηχανές. Επίσης τον ευχαριστώ ιδιαίτερα για τις πολύτιμες συμβουλές και την καθοδήγηση του καθ' όλη τη διάρκεια αυτού του έργου. Η συνεργασία μας με βοήθησε να ξεπεράσω δυσκολίες που εμφανίστηκαν στην πορεία και να ολοκληρώσω την εργασία μου

Στη συνέχεια θέλω να εκφράσω ένα μεγάλο ευχαριστώ στην οικογένεια μου για την έμπρακτη αλλά και ψυχολογική υποστήριξη όχι μόνο στα χρόνια φοίτησης μου αλλά και σε όλη την πορεία μου μέχρι σήμερα. Χωρίς την ανιδιοτελή βοήθεια και αγάπη τους δεν θα ήμουν ο άνθρωπος που είμαι σήμερα.

Τέλος δε θα ήθελα να παραλείψω να ευχαριστήσω όλους τους φίλους μου για την παρουσία τους τόσο σε χαρούμενες όσο και σε δύσκολες στιγμές αυτά τα εξι όμορφα χρόνια.

Με εκτίμηση

Γεώργιος-Ραφαήλ Αρετής

Βόλος, Φεβρουάριος 2020

Σκόπια κενή σελίδα.

Περιεχόμενα

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:	iv
Σύνοψη	vi
Abstract	viii
Ευχαριστίες	x
Περιεχόμενα	xii
Ευρετήριο Σχημάτων	xiv
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1	1
ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
1.1. Κύκλοι παραγωγής ισχύος με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα	2
1.2. Ο κύκλος Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα	4
1.2.1. Ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα	4
1.3. Εφαρμογές κύκλου Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα	8
1.4. Κατάλληλοι συμπίεστες για κύκλους Brayton με sCO ₂	10
1.5. Σκοπός της εργασίας	11
1.6. Δομή της εργασίας	12
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2	13
ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΥΚΛΟΥ BRAYTON ΜΕ ΥΠΕΡΚΡΙΣΙΜΟ ΔΙΟΞΕΙΔΙΟ ΤΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ	13
2.1. Θερμοδυναμική Ανάλυση Κύκλου Brayton με sCO ₂	13
2.1.1. Κύκλος Brayton με επανασυμπίεση	14
2.2. Εναλλάκτες για κύκλους υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα	17
2.2.1. Εναλλάκτες Θερμότητας PCHE για υπερκρίσιμο CO ₂	17
2.3. Λειτουργία στο σημείο σχεδιασμού	21
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3	22
ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ	22
3.1. Προκαταρκτικός Σχεδιασμός (Preliminary Design)	22
3.2. Σχεδιασμός και Ανάλυση Φυγοκεντρικού Συμπίεστη	27
3.2.1. Μοντέλο απόδοσης φυγοκεντρικού συμπίεστη με υπερκρίσιμο CO ₂ : Ευθύ Πρόβλημα	30
3.2.2. Μοντέλο απόδοσης φυγοκεντρικού συμπίεστη με υπερκρίσιμο CO ₂ : Αντίστροφο Πρόβλημα	46
	xii

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4	49
ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΦΥΤΟΚΕΝΤΡΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ.....	49
4.1. Δημιουργία Γεωμετρίας	49
4.2. Δημιουργία Πλέγματος	52
4.3. Επιλυτής CFX	54
4.3.1. Εξισώσεις Navier-Stokes	54
4.3.2. Μέθοδος Πεπερασμένων Όγκων	55
4.3.3. Μοντέλα Τύρβης.....	58
4.3.4. Διαδικασία επίλυσης.....	61
4.4. Παραμετρική μελέτη και χάρτης λειτουργίας.....	63
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5	66
ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ	66
5.1. Μελέτη Ανεξαρτησίας Πλέγματος	66
5.2. Θερμοδυναμικά αποτελέσματα.....	67
5.3. Επαλήθευση Αποτελεσμάτων.....	75
5.4. Χάρτης Λειτουργίας	76
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6	79
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	79
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	80

Ευρετήριο Σχημάτων

Εικόνες

Εικόνα 1. Διάγραμμα αλλαγής φάσης διοξειδίου του άνθρακα.....	1
Εικόνα 2. Διάγραμμα αλλαγής φάσεων και υπερκρίσιμης περιοχής για το CO ₂	2
Εικόνα 3. Αποδόσεις κύκλων παραγωγής ισχύος με διάφορα εργαζόμενα μέσα για εύρος θερμοκρασιών [2].	3
Εικόνα 4. Εύρος αποδιδόμενης ισχύος κύκλων παραγωγής ισχύος.....	3
Εικόνα 5. Συγκριτική σχηματική απεικόνιση μείωσης εγκατάστασης κύκλου Rankine, κύκλου ηλίου, κύκλου sCO ₂ [3]......	4
Εικόνα 6. Διάγραμμα μεταβολής πυκνότητας συναρτήσει θερμοκρασίας και πίεσης.	5
Εικόνα 7. Μεταβολή ειδικής θερμοχωρητικότητας συναρτήσει θερμοκρασίας και πίεσης.	6
Εικόνα 8. Μεταβολή του συντελεστή συμπίεστικότητας συναρτήσει της θερμοκρασίας και της πίεσης.....	7
Εικόνα 9. Κλειστός κύκλος Brayton για εφαρμογές ψύξης πυρηνικού αντιδραστήρα [3]......	8
Εικόνα 10. Σύστημα ηλιακού θερμικού σταθμού τύπου κεντρικού πύργου για παραγωγή ενέργειας με sCO ₂ [6]......	9
Εικόνα 11. Κύκλος Brayton με sCO ₂ με γεωθερμική πηγή ενέργειας.....	9
Εικόνα 12. Σχηματική απεικόνιση sCO ₂ Brayton κύκλου με καύση φυσικού αερίου για πρόσδοση θερμότητας στον θερμαντήρα του συστήματος.....	10
Εικόνα 13. Συγκριτική απεικόνιση στροβιλομηχανών για κύκλο παραγωγής ισχύος 10MWe με sCO ₂ και ατμό.	11
Εικόνα 14. Διαφορετικές διατάξεις κύκλου Brayton που έχουν μελετηθεί [8].	14
Εικόνα 15. Διάταξη κύκλου Brayton υπερκρίσιμου CO ₂ με επανασυμπίεση, με θερμοκρασία και πίεση μετά από κάθε επιμέρους τμήμα.	15
Εικόνα 16. Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας για τον κύκλο επανασυμπίεσης.....	16
Εικόνα 17. Διάγραμμα πίεσης - ενθαλπίας κύκλου επανασυμπίεσης Brayton [6].	16
Εικόνα 18. Εναλλάκτης "τυπωμένου" κυκλώματος PCHE.	18
Εικόνα 19. Σημείο ανάσχεσης (pinch-point) σε εναλλάκτη αντιρροής.	19
Εικόνα 20. Μοντελοποίηση εναλλακτών PCHE [11]......	20
Εικόνα 21. Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του CO ₂ κοντά στο κρίσιμο σημείο από τη διόρθωση του Gnielinski [8].	20
Εικόνα 22. Διάγραμμα Balje για σχεδιασμό συμπίεστών, ανεμιστήρων και αντλιών [13]......	24
Εικόνα 23. Διάγραμμα Cordier.	25
Εικόνα 24. Διάγραμμα συντελεστή ροής και συντελεστή φόρτισης για διαφορετικά είδη συμπίεστών []......	26
Εικόνα 25. Διάγραμμα συντελεστή ροής με απόδοση συμπίεστή για διαφορετικά είδη συμπίεστών []......	26
Εικόνα 26. Supercritical CO ₂ compressor impeller. Designed and manufactured by Barber Nichols Inc. for SANDIA National Laboratories facilities [14]......	28

Εικόνα 27. α) Απεικόνιση θερμοδυναμικού κύκλου πειραματικής διάταξης sCO ₂ στο Tokyo Institute of Technology. β) Ευμετάβλητο της σχετικής ενθαλπίας κοντά στο κρίσιμο σημείο. γ) Πτερωτή φυγοκεντρικού συμπιεστή πειραματικής διάταξης sCO ₂ στο Tokyo Institute of Technology[16].	29
Εικόνα 28. Τμήματα φυγοκεντρικού συμπιεστή (μεσημβρινή όψη).	30
Εικόνα 29. Διάγραμμα ροής ευθέως προβλήματος.	31
Εικόνα 30. Συντεταγμένες και επίπεδα αναφοράς πτερυγίου [11].	32
Εικόνα 31. Απεικόνιση σημείων ανάπτυξης παρασιτικών απωλειών [11].	36
Εικόνα 32. Συμπεριφορά-λειτουργία-απόδοση των διαφόρων τύπου διαχύτων.	39
Εικόνα 33. Τρίγωνα ταχυτήτων όπως προέκυψαν για όλα τα τμήματα του συμπιεστή, ξεκινώντας από κάτω προς τα πάνω.	44
Εικόνα 34. Διάγραμμα ροής μοντέλου αντίστροφου προβλήματος.	47
Εικόνα 35. Γενική διαδικασία υπολογιστικής ρευστομηχανικής.	49
Εικόνα 36. α) Γεωμετρικά χαρακτηριστικά στο Bladegen και β) πάχος πτερυγίου και wrap angle.	50
Εικόνα 37. Γωνία μεταξύ ακμής φυγής και ακμής προσβολής (Wrap angle).	50
Εικόνα 38. Μεσημβρινή όψη πτερωτής στο BladeGen.	51
Εικόνα 39. Γεωμετρία και τελική και κάτω πτερυγίου διαχύτη στο BladeGen	51
Εικόνα 40. Πλέγμα πτερωτής και διαχύτη.	53
Εικόνα 41. Ορισμός του Όγκου Ελέγχου (Control Volume)	56
Εικόνα 42. Διακριτοποίηση στο στοιχείο πλέγματος	56
Εικόνα 43. Μεταβολή της ταχύτητας σε συνάρτηση με την απόσταση από το τοίχωμα.	59
Εικόνα 44. Διάγραμμα λογαριθμικής αδιάστατης απόστασης από το τοίχωμα προς αδιάστατη ταχύτητα	60
Εικόνα 45. Μοντελοποίηση της ροής στο τοίχωμα με (α) wall function, (β) viscous sublayer.	61
Εικόνα 46. Συνοριακές συνθήκες για την πτερωτή και το διαχύτη.	61
Εικόνα 47. Τρόπος εισαγωγής πίνακα υπερκρίσιμου διοξειδίου το άνθρακα στο setup.	62
Εικόνα 48. Εισαγωγή συνοριακών συνθηκών για την επίλυση.	63
Εικόνα 49a. Μεταβολή στατικής πίεσης στην πτερωτή και το διαχύτη του συμπιεστή.	67
Εικόνα 50b. Μεταβολή στατικής πίεσης στο διαχύτη του συμπιεστή.	68
Εικόνα 51a. Μεταβολή ολικής πίεσης κατά μήκος του συμπιεστή.	69
Εικόνα 52b. Μεταβολή ολικής πίεσης κατά μήκος του διαχύτη.	69
Εικόνα 53. Μεταβολή ολικής θερμοκρασίας κατά μήκος του συμπιεστή.	70
Εικόνα 54. Μεταβολή πυκνότητας κατά μήκος του συμπιεστή.	72
Εικόνα 55. Μεταβολή αριθμού Mach στο συμπιεστή και του διαχύτη.	72
Εικόνα 56. Ροϊκές γραμμές εργαζόμενου μέσου κατά μήκος του συμπιεστή.	73
Εικόνα 575. Στροβιλότητα (velocity curl) της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου κατά μήκος του συμπιεστή.	74
Εικόνα 58. Χαρακτηριστικός χάρτης λειτουργίας συμπιεστή, όπως προέκυψε από το CFD.	76
Εικόνα 59. Συγκριτικός χάρτης λειτουργίας συμπιεστή, όπως προέκυψε από το CFD.	77

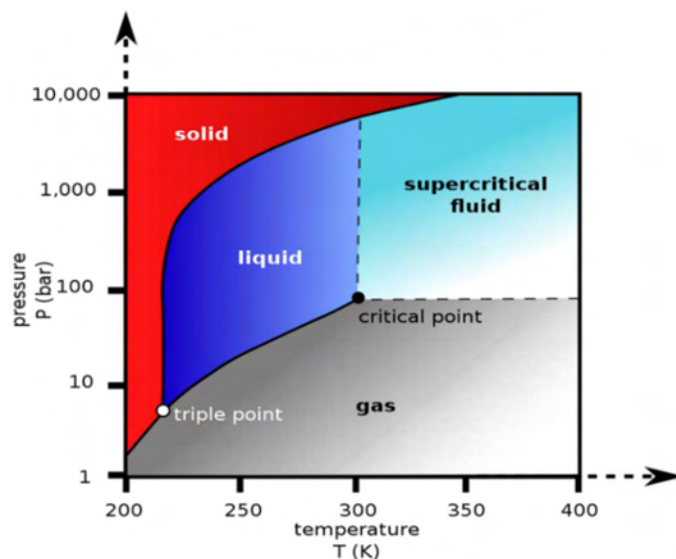
Πίνακας 1. Χαρακτηριστικά εναλλάκτη PCHE από την HEATRIC [10].	18
Πίνακας 2. Συνθήκες λειτουργίας του θερμοδυναμικού κύκλου Brayton με επανασυμπίεση 300 MWe στο σημείο σχεδιασμού [12].	21
Πίνακας 3. Δεδομένα και αποτελέσματα μοντέλου λειτουργίας (ευθύ πρόβλημα).	33
Πίνακας 4. Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά Συμπιεστή.....	43
Πίνακας 5. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά στα τμήματα του συμπιεστή	43
Πίνακας 6. Ταχύτητες εργαζόμενου ρευστού στο συμπιεστή	44
Πίνακας 7. Συγκεντρωτικός πίνακας απωλειών πίεσης του συμπιεστή.	45
Πίνακας 8. Συνθήκες sCO ₂ στην είσοδο και έξοδο του συμπιεστή.....	46
Πίνακας 9. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά συμπιεστή από το αντίστροφο πρόβλημα.	48
Πίνακας 10. Παράμετροι δημιουργίας πλέγματος στο ANSYS TurboGrid	53
Πίνακας 11. Σημεία παραμετρικής μελέτης του χάρτη λειτουργίας	64
Πίνακας 12. Μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος.....	66
Πίνακας 13. Σύγκριση τιμών πυκνότητας μεταξύ εγχειριδίου και αποτελεσμάτων ανάλυσης... ..	71
Πίνακας 14. Μελέτη σύγκρισης συντελεστών απόδοσης διαχύτη	74
Πίνακας 15. Θερμοδυναμικά αποτελέσματα από ρευστοδυναμική ανάλυση.	75
Πίνακας 16. Θερμοδυναμικά αποτελέσματα από προκαταρκτικό σχεδιασμό.	75
Πίνακας 17. Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης.	78

Σκόπιμα κενή σελίδα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

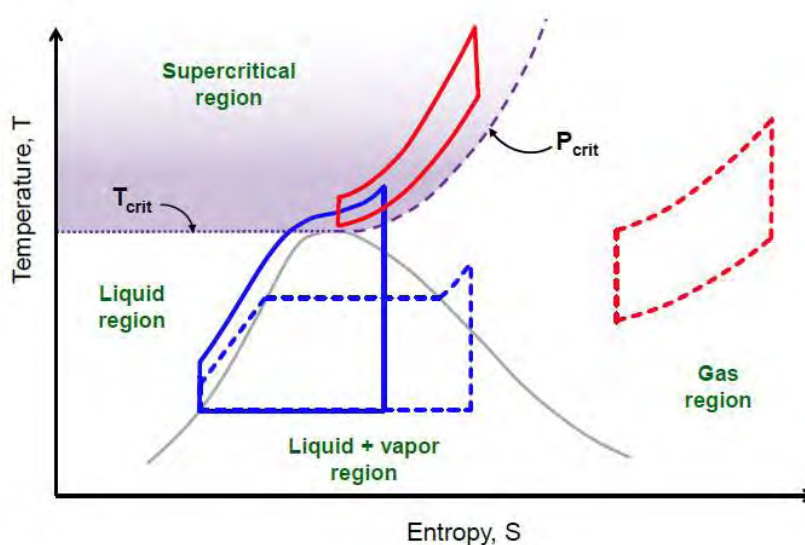
Από τη δεκαετία του 1980 και έπειτα παρατηρείται μια στροφή στον τρόπο παραγωγής ενέργειας, καθώς η θερμική ενέργεια που προέρχεται από ορυκτά καύσιμα έχει αρχίσει να δίνει την θέση της σε πιο ήπιες μορφές ενέργειας και πιο φιλικές προς το περιβάλλον. Σε αυτή τη σύγχρονη τάση συνεισφέρει το γεγονός πως οι μονάδες παραγωγής ισχύος που χρησιμοποιούν κάρβουνο ή λιγνίτη είναι υπεύθυνες για την παραγωγή ενός μεγάλου ποσοστού του διοξειδίου του άνθρακα (σχεδόν 40%) παγκοσμίως. Πέρα από την οικειοποίηση τεχνολογιών που ρυπαίνουν όσο το δυνατόν λιγότερο, ένας άλλος τρόπος μείωσης των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) της ατμόσφαιρας είναι η δέσμευσή του και η συμπίεσή του κάτω από πολύ υψηλές πιέσεις που φθάνουν την υπερκρίσιμη κατάσταση και η αποθήκευσή του σε κατάλληλες δεξαμενές. Στην κατάσταση αυτή το διοξείδιο του άνθρακα ενδείκνυται ως καταλληλότερο εργαζόμενο μέσο για ένα πλήθος εφαρμογών, λόγω της ικανότητάς του να μεταβάλλει απότομα τις ιδιότητες του κοντά στο κρίσιμο σημείο (304.1 K, 7.38 MPa). Το χαμηλό κρίσιμο σημείο του διοξειδίου του άνθρακα το καθιστά κατάλληλο για μια σειρά συστημάτων μετατροπής ισχύος τα οποία χρησιμοποιούν εναλλακτικής μορφής πηγές ενέργειας όπως η πυρηνική, η ηλιακή και η γεωθερμική ενέργεια. Αξίζει να σημειώσουμε ότι το διοξείδιο του άνθρακα παρουσιάζει πολλά πλεονεκτήματα ως εργαζόμενο μέσο, λόγω της αξιοπιστίας του ως εργαζόμενο ρευστό, της μη-τοξικότητάς του, του χαμηλού κόστους και της άμεσης διαθεσιμότητάς του.



Εικόνα 1. Διάγραμμα αλλαγής φάσης διοξειδίου του άνθρακα.

1.1. Κύκλοι παραγωγής ισχύος με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα

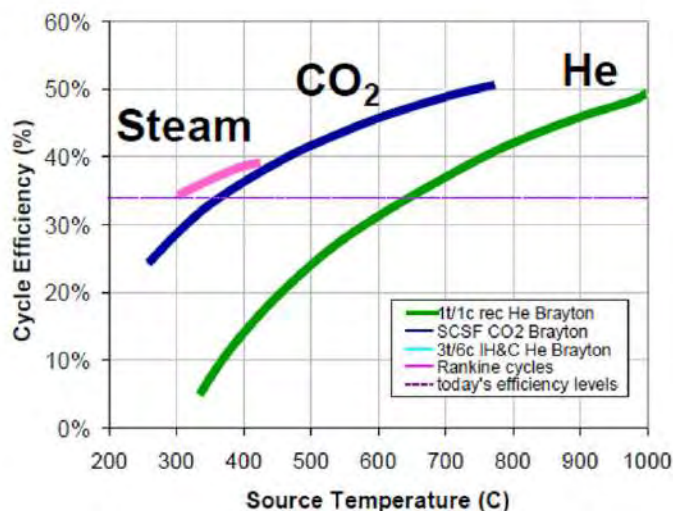
Οι δύο κυριότεροι κύκλοι παραγωγής ισχύος είναι ο κύκλος Rankine για ατμοστροβίλους και ο κύκλος Brayton για αεριοστροβίλους. Οι κύκλοι Brayton κυρίως οι κλειστού τύπου συγκεντρώνουν εντονότερο ενδιαφέρον στη σύγχρονη έρευνα για την παραγωγή ισχύος λόγω των πλεονεκτημάτων τους σε σχέση με τους αντίστοιχους κύκλους Rankine. Επίσης, πρόσφατα έχουν μελετηθεί για χρήση σε αεροπορικούς κινητήρες προκειμένου να καλύπτουν ενεργειακές ανάγκες του αεροσκάφους και οδηγώντας σε μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου [1]. Μερικά από τα πλεονεκτήματα αυτά είναι η απλότητά τους ως κατασκευή, είναι περισσότερο συμπαγείς και λιγότερο δαπανηροί.



Εικόνα 2. Διάγραμμα αλλαγής φάσεων και υπερκρίσιμης περιοχής για το CO₂.

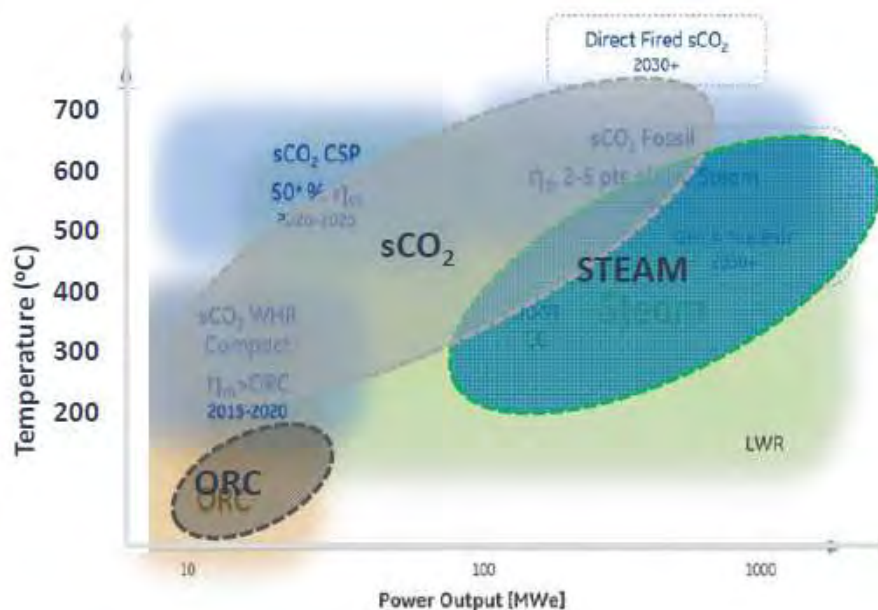
Ο πιο ανεπτυγμένος σε σχέση με τους υπόλοιπους κλειστούς κύκλους αεριοστροβίλων είναι ο κύκλος Brayton με εργαζόμενο μέσο το ήλιο (He). Οι απαιτούμενες θερμοκρασίες εισόδου σε ένα τέτοιο κύκλο είναι περίπου 900°C, ώστε να επιτευχθούν αποδόσεις τις τάξεως του 45-48%. Αυτό όμως έχει ως αποτέλεσμα τα υλικά που απαιτούνται για την κατασκευή ενός τέτοιου κύκλου να έχουν ιδιαίτερα υψηλές αντοχές λόγω των υψηλών θερμοκρασιών, πράγμα που καθιστά την επιλογή των υλικών αυτών αρκετά δύσκολη. Επίσης ελλοχεύει και ο κίνδυνός να δημιουργηθούν επιπλοκές ανάλογα με την εφαρμογή. Επομένως τίθεται η ανάγκη εύρεσης ενός κύκλου μετατροπής ισχύος ο οποίος θα έχει τις ίδιες υψηλές αποδόσεις αλλά με χαμηλότερες θερμοκρασίες εισόδου της τάξεως των 500-700°C. Ο επικρατέστερος αντικαταστάτης του ηλίου για εφαρμογές με τέτοιες θερμοκρασίες είναι το διοξείδιο του άνθρακα το οποίο βρίσκεται μεγαλύτερες πιέσεις από το ήλιο (20MPa σε αντίθεση με τα 8MPa του ηλίου), πετυχαίνοντας μάλιστα αποδόσεις που ανάλογα με τη διάταξη και το εύρος των συνθηκών λειτουργίας ξεπερνούν το 50%. Το γεγονός μάλιστα ότι οι κύκλοι των ατμοστροβίλων σε αυτές τις θερμοκρασίες (500-

700°C) παρουσιάζουν μικρότερες αποδόσεις από τους κύκλους ηλίου δίνει μεγαλύτερη ώθηση στους ερευνητές να επικεντρωθούν στους κύκλους με διοξείδιο του άνθρακα.



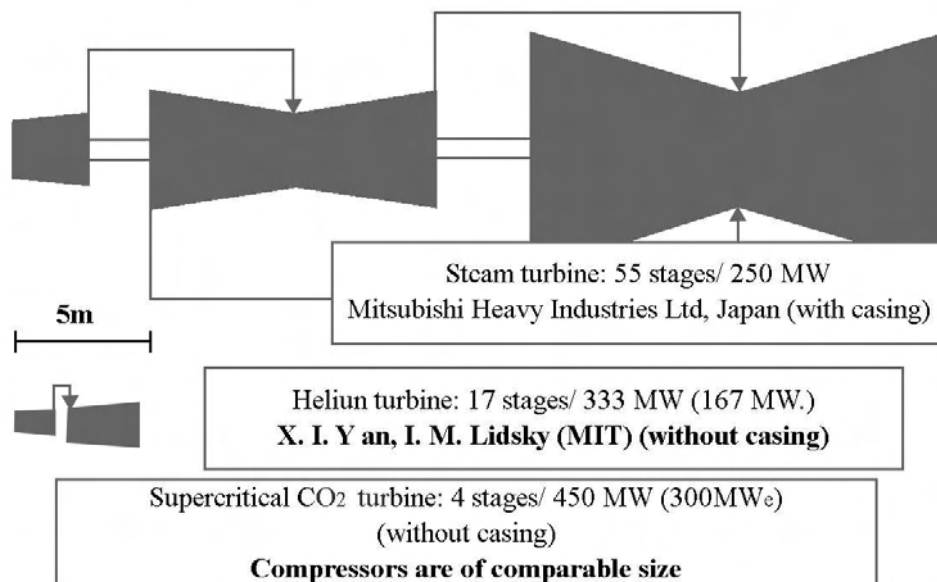
Εικόνα 3. Αποδόσεις κύκλων παραγωγής ισχύος με διάφορα εργαζόμενα μέσα για εύρος θερμοκρασιών [2].

Το κύριο πλεονέκτημα ενός κύκλου Brayton υπερκρίσιμου CO₂ (Supercritical CO₂/sCO₂) είναι το μειωμένο έργο συμπίεσης που παρουσιάζει, σε σύγκριση με ένα ιδανικό αέριο όπως το ήλιο: περίπου το 30% της παραγόμενης συνολικής ισχύος του στροβίλου έναντι του 45% περίπου. Αυτό επιτρέπει επίσης την απλοποίηση του κύκλου χρησιμοποιώντας μόνο έναν συμπιεστή, χωρίς ενδιάμεσα στάδια μεταξύ των συστημάτων ψύξης. Η απαιτούμενη υψηλή πίεση (περίπου 20 MPa) καθιστά αναγκαία τη χρήση συμπαγών εναλλακτών θερμότητας και επιτρέπει τη σημαντική μείωση του μεγέθους του στροβίλου.



Εικόνα 4. Εύρος αποδιδόμενης ισχύος κύκλων παραγωγής ισχύος.

Τέλος, το CO₂ απαιτεί σημαντικά λιγότερες βαθμίδες τόσο για τους στροβίλους όσο και για τους συμπιεστές σε σχέση με τον αντίστοιχο κύκλο ηλίου, γεγονός που οδηγεί σε αισθητή μείωση του όγκου και του βάρους της κατασκευής.



Εικόνα 5. Συγκριτική σχηματική απεικόνιση μείωσης εγκατάστασης κύκλου Rankine, κύκλου ηλίου, κύκλου sCO₂ [3].

1.2. Ο κύκλος Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα

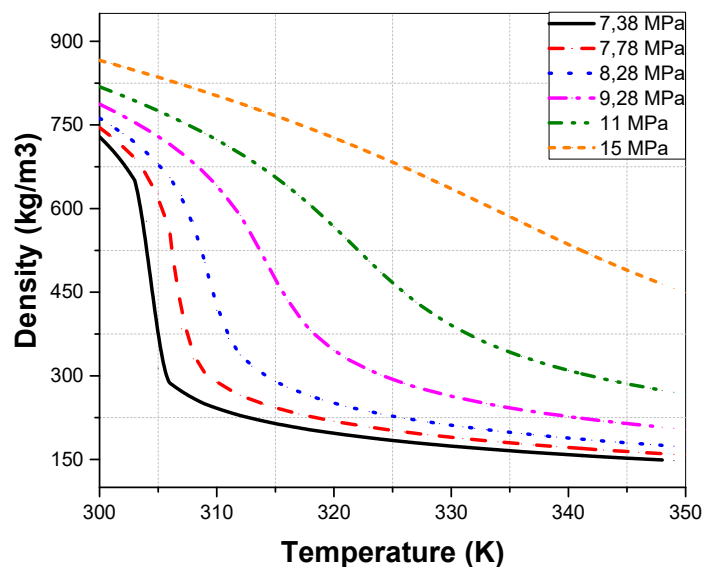
1.2.1. Ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα

Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε ως βάση για τους υπολογισμούς μία τεχνική μελέτη που εκπονήθηκε από το MIT σε συνεργασία με το SANDIA National Laboratory (Advanced Nuclear Power Technology Program) για έναν κύκλο ισχύος 600 MW_{th} με εργαζόμενο μέσο το sCO₂ στα πλαίσια της διδακτορικής διατριβής του Dostal [4] για έναν πυρηνικό σταθμό ηλεκτροπαραγωγής 4ης γενεάς.

Όπως αναφέραμε και προηγουμένως η συμπεριφορά του CO₂ στην υπερκρίσιμη περιοχή εμφανίζει μια μεγάλη διαφοροποίηση από τη συμπεριφορά των ιδανικών αερίων. Αυτό που παρατηρείται κυρίως είναι η απότομη μεταβολή των θερμοφυσικών ιδιοτήτων του CO₂ κοντά στο κρίσιμο σημείο για μικρές μεταβολές της θερμοκρασίας και της πίεσης. Όπως επίσης αναφέραμε και προηγουμένως το κρίσιμο σημείο για το CO₂ ορίζεται για πίεση 7,38MPa και θερμοκρασία 30,98 °C. Πάνω από αυτές τις τιμές το ρευστό θεωρείται υπερκρίσιμο. Οι ιδιότητες που εμφανίζουν τις μεγαλύτερες διακυμάνσεις και κατ' επέκταση το μεγαλύτερο ενδιαφέρον είναι η πυκνότητα, ο ειδικός λόγος θερμοχωρητικότητας και η ειδική θερμοχωρητικότητα σε σταθερή πίεση. Το άμεσο αντίκτυπο της συμπεριφοράς αυτής είναι ότι οι θερμοδυναμικές σχέσεις που

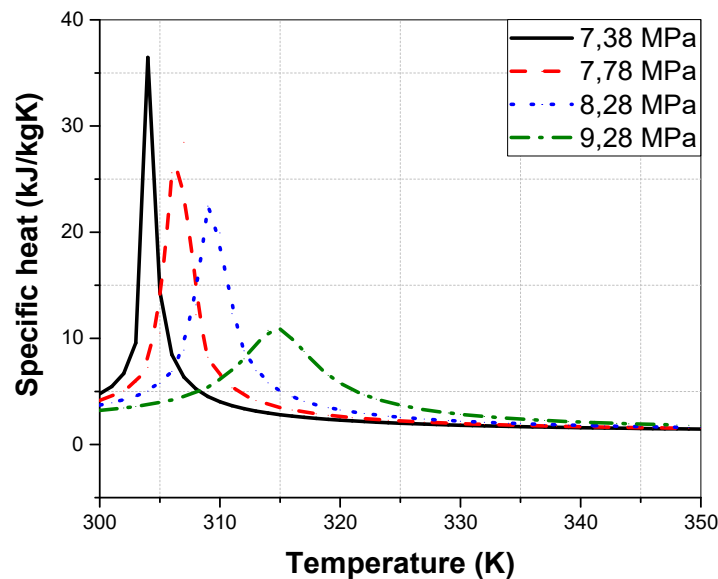
χρησιμοποιούνται σε υπολογισμούς για ιδανικά αέρια, όπως ο αέρας δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν για υπερκρίσιμα ρευστά, οπότε επιλέγονται άλλες μέθοδοι για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων αυτών. Η επικρατέστερη μέθοδος είναι η χρήση ειδικών βιβλιοθηκών που είναι βασισμένες στα πιο ακριβή μοντέλα περιγραφής ρευστών και μιγμάτων.

Η πυκνότητα που παρουσιάζουν τα υπερκρίσιμα ρευστά είναι μεγαλύτερη από τα συνήθη ρευστά γεγονός που αντικατοπτρίζει το μικρό μέγεθος των στροβιλομηχανών. Όπως φαίνεται και στο παρακάτω διάγραμμα η πυκνότητα έχει μεγάλη μεταβολή κοντά στο κρίσιμο σημείο. Η βιβλιοθήκη των ιδιοτήτων REFPROP [5] έχει την δυνατότητα να υπολογίσει οποιαδήποτε ιδιότητα αν μόνο δύο ιδιότητες έχουν καθοριστεί. Στην περίπτωση αυτή για την πυκνότητα εάν η πίεση και η θερμοκρασία έχουν καθοριστεί χρησιμοποιείται η συνάρτηση $\rho = f(T, P)$.



Εικόνα 6. Διάγραμμα μεταβολής πυκνότητας συναρτήσει θερμοκρασίας και πίεσης.

Επιπλέον, η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση C_p μεταβάλλεται και αυτό πολύ απότομα κοντά στην υπερκρίσιμη περιοχή και παίρνει πολύ υψηλές τιμές (Εικόνα 7). Οπότε, η χρήση μιας βιβλιοθήκης καθίσταται αναγκαία για τον υπολογισμό της απόδοσης.



Εικόνα 7. Μεταβολή ειδικής θερμοχωρητικότητας συναρτήσει θερμοκρασίας και πίεσης.

Ο λόγος ειδικών θερμοχωρητικοτήτων k ορίζεται ως ο λόγος μεταξύ των θερμοχωρητικοτήτων υπό σταθερή πίεση C_p και υπό σταθερό όγκο C_v . Είναι σταθερός στην περίπτωση των ιδανικών αερίων για κάθε θερμοκρασία και πίεση και χρησιμοποιείται συχνά για να υπολογιστούν πιέσεις, θερμοκρασίες και ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης κατά τη συμπίεση ή εκτόνωση αερίων. Στην περίπτωση όμως των πραγματικών ρευστών, το k παρουσιάζει μεγάλες διακυμάνσεις με την πίεση και την θερμοκρασία όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα. Το k παρουσιάζει αντίστοιχο ενδιαφέρον με το C_p επειδή η μεταβολή της ειδικής θερμοχωρητικότητας σε σταθερό όγκο C_v είναι περιορισμένη, σε σχέση με αυτή του C_p , όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα. Συνεπώς ένα από τα αποτελέσματα για τη μελέτη αυτή είναι ότι η ισεντροπική σχέση που συνδέει τις θερμοκρασίες και τις πιέσεις πριν και μετά τη συμπίεση δεν ισχύει πλέον:

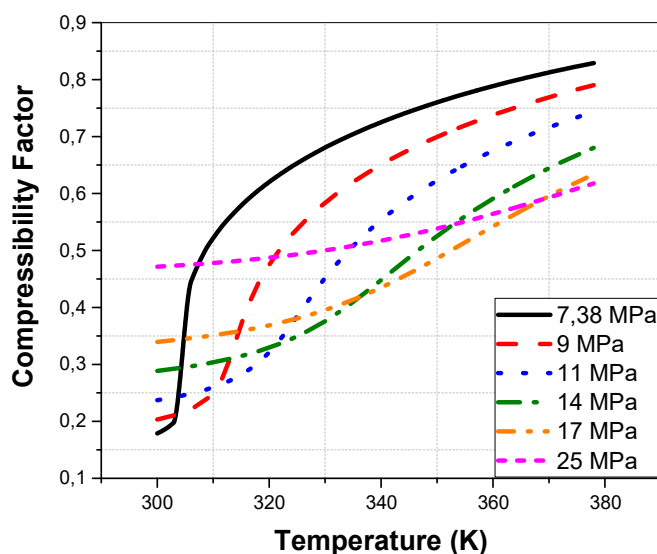
$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{1}{\eta_s} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (1)$$

Μακριά από το κρίσιμο σημείο, οι παραπάνω αναφερόμενες ποσότητες θεωρούνται σταθερές και έτσι μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι σχέσεις για τα ιδανικά αέρια. Στην περίπτωση λοιπόν του κύκλου επανασυμπίεσης, όπου επικρατούν θερμοκρασίες μεταξύ 550-700°C και πιέσεις μεταξύ 20-25 MPa, οι τύποι αυτοί μπορούν να χρησιμοποιηθούν. Τα παραπάνω διαγράμματα δείχνουν ότι όσο απομακρυνόμαστε από το κρίσιμο σημείο η μεταβολή των ιδιοτήτων του CO₂ σταθεροποιείται αρκετά. Παρ' όλα αυτά προτιμούμε να χρησιμοποιήσουμε και πάλι την βιβλιοθήκη των ιδιοτήτων ώστε να έχουμε μια πιο συνεκτική προσέγγιση ακόμα και για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων μακριά από το κρίσιμο σημείο.

Μια παράμετρος που μας δείχνει κατά πόσον το ρευστό συμπεριφέρεται ως ιδανικό αέριο είναι ο συντελεστής συμπιεστότητας Z . Το μέσο έχει συμπεριφορά πολύ κοντά σε αυτή του ιδανικού αερίου όταν ο συντελεστής είναι ίσος με ένα, ενώ θεωρείται ασυμπίεστο όταν είναι ίσο με το μηδέν. Για το διοξείδιο του άνθρακα κοντά στο κρίσιμο σημείο, ο συντελεστής συμπιεστότητας μειώνεται, και το έργο συμπίεσης μειώνεται και αυτό σημαντικά. Ο συντελεστής συμπιεστότητας με βάση τους θερμοδυναμικούς όρους ορίζεται:

$$Z = \frac{PM}{\rho RT} \quad (2)$$

Παρακάτω παρατίθεται το διάγραμμα που εκφράζει το συντελεστή συμπιεστότητας σε σχέση με τη θερμοκρασία. Παρατηρούμε ότι για την κρίσιμη πίεση και θερμοκρασία εισόδου στο συμπίεστη η οποία είναι κοντά στους 304°C , ο συντελεστής ξεκινά κοντά στο 0.2 και στη συνέχεια αυξάνεται καθώς αυξάνει και η θερμοκρασία. Το γεγονός ότι στις θερμοκρασίες λειτουργίας του συμπίεστη είναι εφικτό να διατηρηθεί σε χαμηλά επίπεδα, εξασφαλίζει ουσιαστικά ότι το έργο του συμπίεστη θα είναι μικρότερο συνεπώς και το απαιτούμενο έργο του συμπίεστη θα μειώνεται, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η απόδοση του κύκλου.



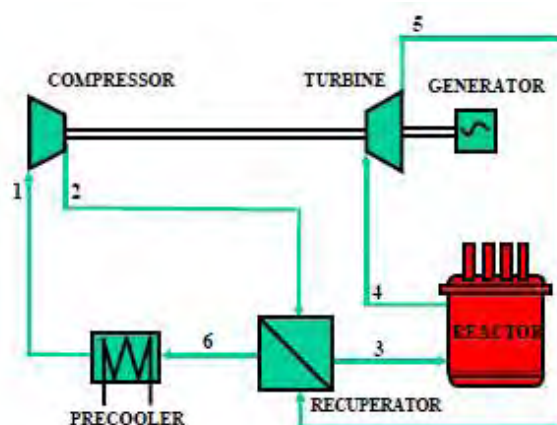
Εικόνα 8. Μεταβολή του συντελεστή συμπιεστότητας συναρτήσει της θερμοκρασίας και της πίεσης.

Ένα ακόμα από τα χαρακτηριστικά του κύκλου Brayton sCO_2 είναι ότι η ειδική θερμοχωρητικότητα της ροής του ψυχρού ρεύματος είναι περίπου διπλάσια από εκείνη της ροής του θερμού ρεύματος στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας (LTR). Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό για την διάταξη του κύκλου sCO_2 και εξηγεί επίσης γιατί η διάταξη επανασυμπίεσης μπορεί να έχει υψηλή απόδοση. Με άλλα λόγια, η ροή του CO_2 χωρίζεται για να αντισταθμιστεί η διαφορά ειδικής θερμοχωρητικότητας στον εναλλάκτη χαμηλής θερμοκρασίας και να μεγιστοποιηθεί η ανάκτηση θερμότητας στη διάταξη επανασυμπίεσης. Επομένως, η απορριπτόμενη θερμότητα μειώνεται και η θερμική απόδοση βελτιώνεται.

1.3. Εφαρμογές κύκλου Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα

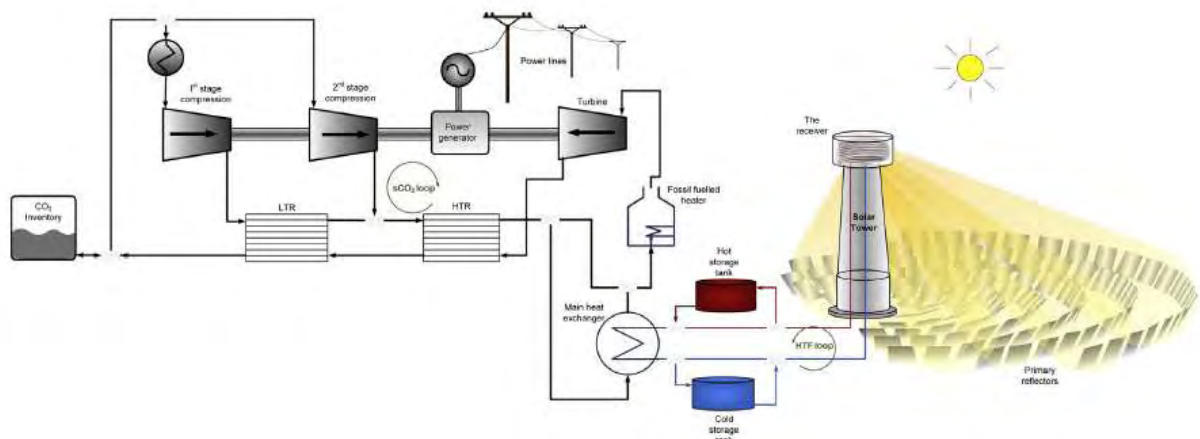
Όπως αναφέραμε και στις προηγούμενες ενότητες ο κύκλος Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα καταφέρνει να επιτύχει τόσο μεγάλες αποδόσεις σε σχέση με τους αντίστοιχους ανταγωνιστικούς κύκλους μόνο σε ένα συγκεκριμένο εύρος υψηλών θερμοκρασιών. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι ερευνητές αυτών των κύκλων να επικεντρώνονται σε πολύ συγκεκριμένες εφαρμογές οι οποίες καταφέρνουν και πετυχαίνουν τόσο υψηλές θερμοκρασίες.

Πρώτη φορά ερευνήθηκε ο κύκλος διοξειδίου του άνθρακα σαν πιθανή εναλλακτική πηγή θερμότητας σε μονάδες ψύξης πυρηνικών αντιδραστήρων, οι οποίες χρησιμοποιούν συχνά ως εργαζόμενο ρευστό το ήλιο. Στην προκειμένη περίπτωση οι θερμοκρασίες λειτουργίας από τους αντιδραστήρες (περίπου 1500°C), έτσι ο κύκλος με το διοξείδιο του άνθρακα λειτουργούσε χρησιμοποιώντας την ενέργεια που σπαταλιούνταν ως ενέργεια απόρριψης (waste heat recovery), γεγονός που αποτέλεσε αντικείμενο έρευνας.



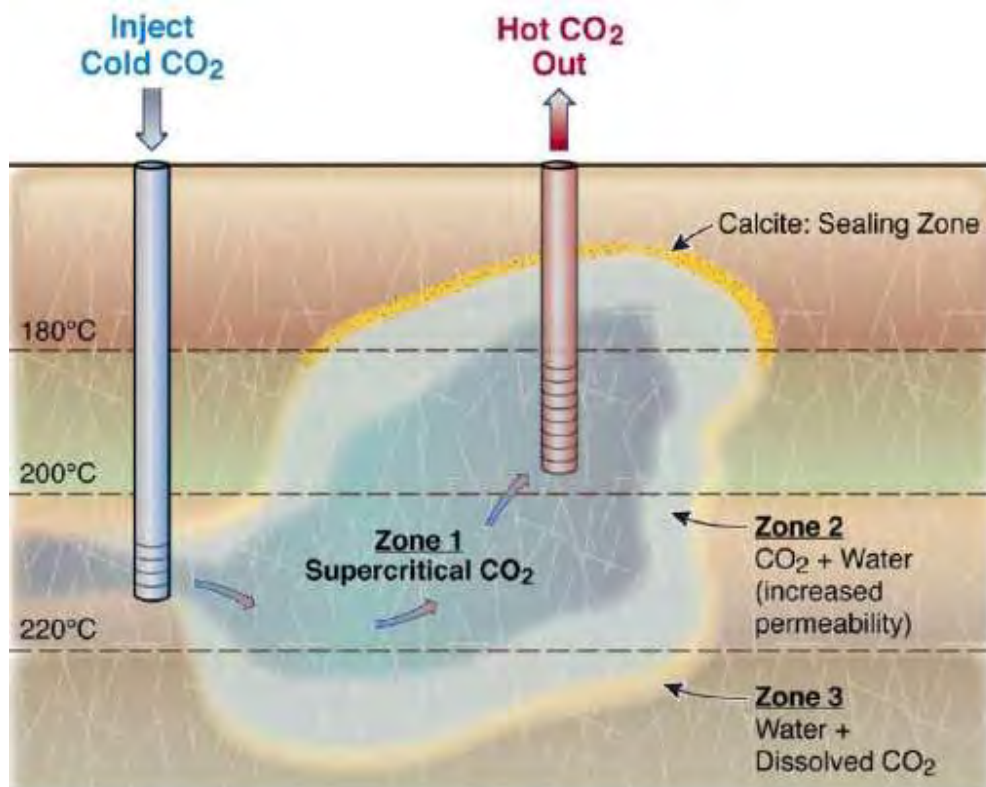
Εικόνα 9. Κλειστός κύκλος Brayton για εφαρμογές ψύξης πυρηνικού αντιδραστήρα [3].

Μια άλλη περίπτωση στην οποία έχει ερευνηθεί η χρήση του κύκλου υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα είναι στα συστήματα κεντρικού πύργου. Τα συστήματα αυτά, που περιλαμβάνουν την ανάπτυξη πεδίου ηλιοστατών γύρω από ένα κεντρικό πύργο μπορούν να πετύχουν άνετα υψηλές θερμοκρασίες της τάξης των 800-900 K, οι οποίες είναι κατάλληλες ως θερμοκρασίες εισόδου στον στρόβιλο σε ένα κύκλο με υπερκρίσιμο CO₂.



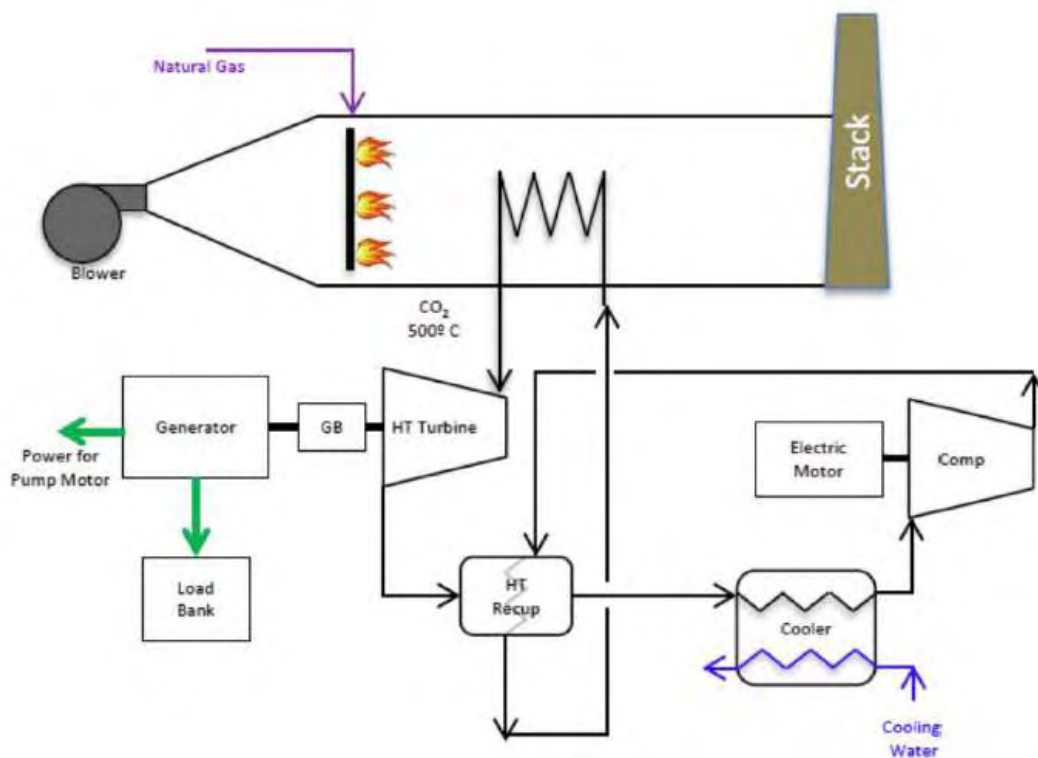
Εικόνα 10. Σύστημα ηλιακού θερμικού σταθμού τύπου κεντρικού πύργου για παραγωγή ενέργειας με $s\text{CO}_2$ [6].

Μια ακόμα ανανεώσιμη πηγή ενέργειας, η οποία μελετάται για τον συνδυασμό της με τον κύκλο Brayton υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα είναι η γεωθερμία. Ο κύκλος μπορεί να είναι άμεσος ή έμμεσος, παρουσιάζοντας βέβαια αρκετά χαμηλότερες αποδόσεις (15-20%) λόγω της χαμηλότερης μέγιστης θερμοκρασίας που προσφέρει η γεωθερμική πηγή (150-250 °C).



Εικόνα 11. Κύκλος Brayton με $s\text{CO}_2$ με γεωθερμική πηγή ενέργειας.

Τέλος, ο υπερκρίσιμος κύκλος διοξειδίου του άνθρακα μπορεί να συνδυαστεί σε εφαρμογές με κυψέλες καυσίμου υψηλής θερμοκρασίας (SOFC) ή άλλους συνδυασμένους θερμοδυναμικούς κύκλους για την εκμετάλλευση ενέργειας που αποβάλλεται στο περιβάλλον από διάφορες βιομηχανικές εφαρμογές (waste heat recovery), όπως επίσης και σε άμεσους κύκλους (direct cycles) με καύση ορυκτών καυσίμων όπως το φυσικό αέριο (fossil fuels).

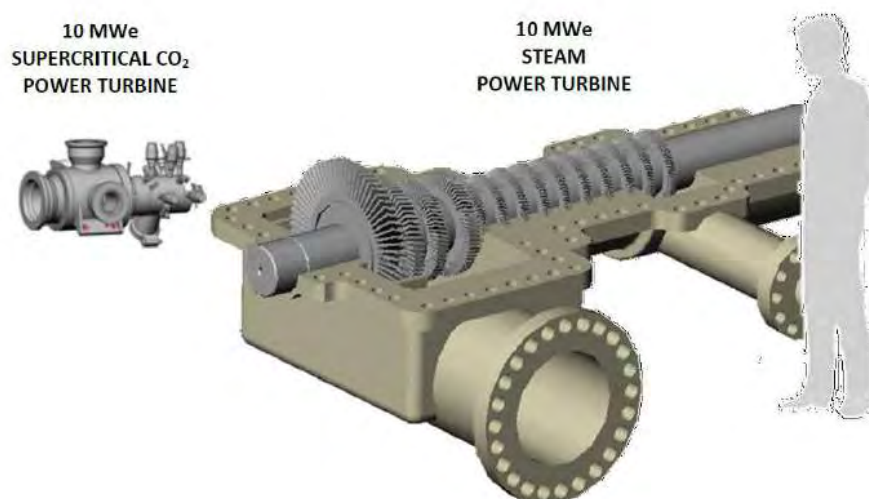


Εικόνα 12. Σχηματική απεικόνιση sCO₂ Brayton κύκλου με καύση φυσικού αερίου για πρόσδοση θερμότητας στον θερμαντήρα του συστήματος.

1.4. Κατάλληλοι συμπιεστές για κύκλους Brayton με sCO₂

Για την επίτευξη υψηλών αποδόσεων στον κύκλο Brayton πολύ σημαντικό ρόλο παίζει ο σωστός σχεδιασμός των στροβιλομηχανών. Ο σχεδιασμός τους έχει αντιμετωπιστεί ξεχωριστά από τον σχεδιασμό και την βελτιστοποίηση του ίδιου του κύκλου. Στη βιβλιογραφία έχουν προταθεί τόσο αξονικές όσο και ακτινικές μηχανές, ανάλογα με το μέγεθος της εγκατάστασης (τη ροή μάζας που διαπερνά τη μηχανή). Η μεγάλη διαφορά σε σχέση με τους υπόλοιπους κύκλους παραγωγής ισχύος είναι το μέγεθος των στροβιλομηχανών, καθώς οι ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα οδηγούν σε σχεδιασμό πολύ μικρότερου μεγέθους μηχανών (Εικόνα 13). Η πρακτική είναι να υποθέσουμε ένα απλό ισεντροπικό μοντέλο για την στροβιλομηχανή, όπου ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εκτιμάται με βάση την τρέχουσα τεχνολογία και διατηρείται σταθερή ανεξάρτητα από τις συνθήκες λειτουργίας. Ωστόσο, η αποτελεσματικότητα της στροβιλομηχανής

επηρεάζεται από τις συνθήκες λειτουργίας του κύκλου, οι οποίες επηρεάζονται συνεπώς από την απόδοση της ίδιας της στροβιλομηχανής.



Εικόνα 13. Συγκριτική απεικόνιση στροβιλομηχανών για κύκλο παραγωγής ισχύος 10MWe με sCO₂ και ατμό.

Τα εργαλεία που χρησιμοποιούνται σήμερα στη βιβλιογραφία είναι: ο προκαταρκτικός σχεδιασμός, ο σχεδιασμός μέσης γραμμής (2D), ο σχεδιασμός CFD (3D) και η πειραματική διερεύνηση σε πιλοτικές διατάξεις. Ο προκαταρκτικός σχεδιασμός πραγματοποιείται με βάση τις εργασίες του Baljé [1] που επιτρέπει την εκτίμηση της απόδοσης και του μεγέθους μέσω δύο αδιάστατων παραμέτρων, της ειδικής ταχύτητας και ειδικής διαμέτρου, για κάθε τύπο εκτονωτή, συμπίεστή ή αντλίας.

1.5. Σκοπός της εργασίας

Όπως αναφέρθηκε στα προηγούμενα, ο σχεδιασμός κατάλληλου συμπίεστή για κύκλους Brayton υπερκρίσιμου CO₂ αποτελεί σημαντική πρόκληση, καθώς η είσοδος του βρίσκεται πολύ κοντά στο κρίσιμο σημείο και υπάρχει κίνδυνος να δημιουργηθεί σε κάποια σημεία εντός του συμπίεστή διφασική ροή (πέφτοντας στην περιοχή υγρού-ατμού), γεγονός που μπορεί να είναι επιζήμιο για την ευσταθή λειτουργία του συμπίεστή και του κύκλου γενικότερα. Η εργασία αυτή λοιπόν επικεντρώνεται στον σχεδιασμό ενός φυγοκεντρικού συμπίεστή για ένα σταθμό ηλεκτροπαραγωγής 600 MW_{th} με υπερκρίσιμο CO₂, ο οποίος προέκυψε από τη διαστατική ανάλυση ως ο βέλτιστος τύπος συμπίεστή για τη συγκεκριμένη εφαρμογή, καθώς και στη λεπτομερή ρευστοδυναμική ανάλυση της ροής του διοξειδίου του άνθρακα που διέρχεται μέσα από τον συμπίεστή. Έτσι ο σχεδιασμός μπορεί να συμβάλει στην επίτευξη σταθερά υψηλής απόδοσης στο συγκεκριμένο κύκλο ηλεκτροπαραγωγής.

1.6. Δομή της εργασίας

Η δομή της παρούσας εργασίας διαμορφώνεται εν συντομία ως εξής.

Στο 2^ο κεφάλαιο που ακολουθεί, γίνεται μια εκτενής αναφορά στους κλειστούς κύκλους Brayton υπερκρίσιμου CO₂, καθώς και μία μελέτη του κύκλου επανασυμπίεσης, ο οποίος αποτελεί μία ιδιαίτερα αποδοτική μορφή των κύκλων αυτών. Στη συνέχεια γίνεται σύντομη αναφορά στην λειτουργία και τα χαρακτηριστικά λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας που χρησιμοποιούνται στον συγκεκριμένο κύκλο επανασυμπίεσης που μελετάται.

Στο 3^ο κεφάλαιο ξεκινάμε με μία διαστατική ανάλυση ενός συμπιεστή που θα φέρει εις πέρας τις απαιτήσεις που τίθενται από το θερμοδυναμικό κύκλο για το συγκεκριμένο σταθμό ηλεκτροπαραγωγής των 600 MWth. Υπολογίζεται η ειδική διάμετρος και ειδική ταχύτητα και εφαρμόζονται αυτές στο διάγραμμα Cordier για τον προσδιορισμό της βασικής μορφής του συμπιεστή. Στη συνέχεια περιγράφεται η διαδικασία του προκαταρκτικού σχεδιασμού, ενώ στη συνέχεια αναπτύσσονται τα δύο προβλήματα που επιλύθηκαν (ευθύ και αντίστροφο) για να προκύψουν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των τμημάτων του συμπιεστή. Το κεφάλαιο ολοκληρώνεται με την παρουσίαση των αποτελεσμάτων όπως αυτά προέκυψαν από την επίλυση των δύο παραπάνω προβλημάτων.

Στο 4^ο κεφάλαιο περιγράφεται η ανάπτυξη του τρισδιάστατου μοντέλου της φτερωτής του συμπιεστή, η ανάπτυξη του μοντέλου για τον διαχύτη, καθώς και η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την πραγματοποίηση της ρευστοδυναμικής ανάλυσης στον φυγοκεντρικό συμπιεστή μέσω του εμπορικού λογισμικού ANSYS CFX. Επίσης γίνεται αναφορά στα βήματα που ακολουθήθηκαν για την διεκπεραίωση της παραμετρικής ανάλυσης και την δημιουργία χάρτη λειτουργίας.

Η εργασία ολοκληρώνεται με την παρουσίαση και τον σχολιασμό των αποτελεσμάτων της ρευστομηχανικής ανάλυσης και του χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή στο κεφάλαιο 5.

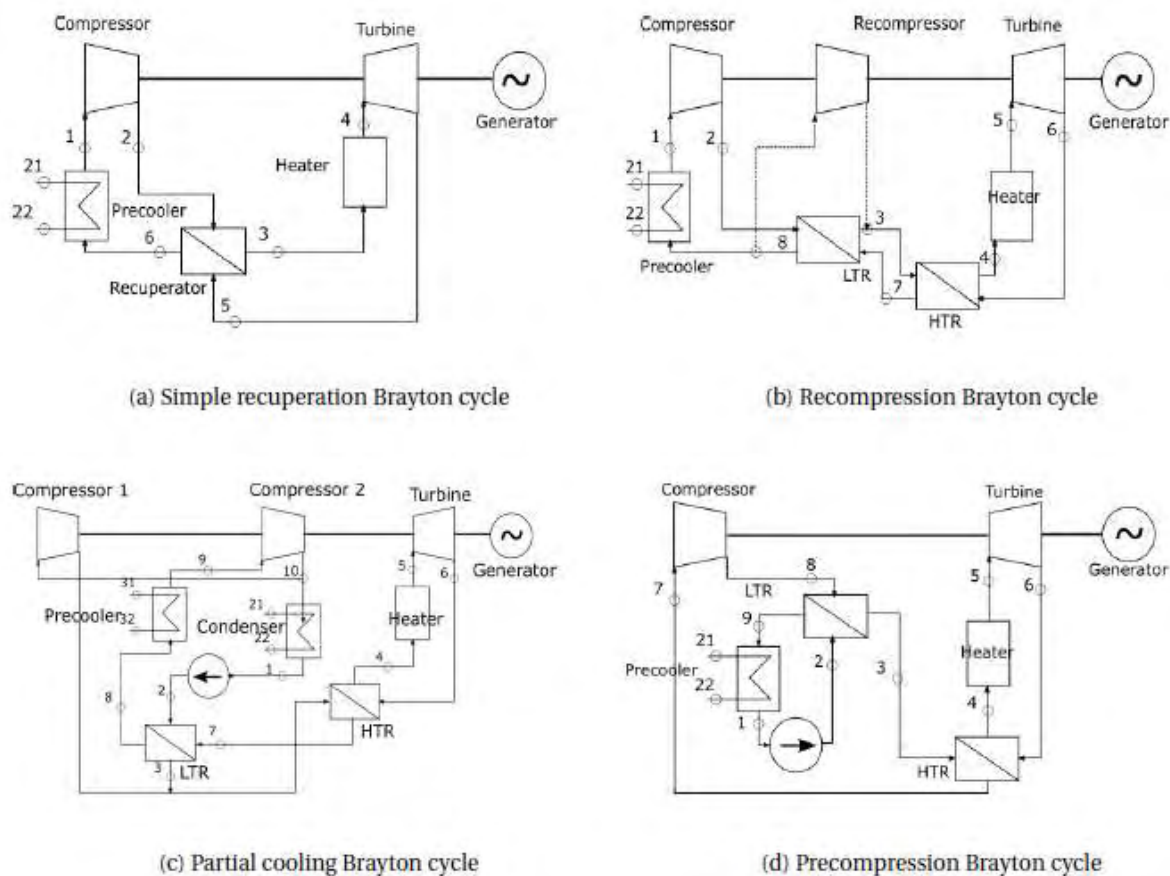
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΥΚΛΟΥ BRAYTON ΜΕ ΥΠΕΡΚΡΙΣΙΜΟ ΔΙΟΞΕΙΔΙΟ ΤΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ

Στο προηγούμενο κεφάλαιο σχολιάσαμε εκτενώς την σπουδαιότητα του κύκλου Brayton με εργαζόμενο μέσο το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα, σε σχέση με τον αντίστοιχο κύκλο He, καθώς και τους αντίστοιχους κύκλους Rankine. Στο κεφάλαιο αυτό θα αναλύσουμε θερμοδυναμικά τον κύκλο Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα και πιο συγκεκριμένα τον κύκλο επανασυμπίεσης. Στη συνέχεια θα αφιερώσουμε το υπόλοιπο κεφάλαιο στους εναλλάκτες που απαρτίζουν τον κύκλο Brayton επανασυμπίεσης και θα σχολιάσουμε τα χαρακτηριστικά λειτουργίας αυτών. Τέλος, θα κάνουμε μια μικρή αναφορά στις συνθήκες λειτουργίας του θερμοδυναμικού κύκλου.

2.1. Θερμοδυναμική Ανάλυση Κύκλου Brayton με sCO_2

Όπως έχουμε επισημάνει και παραπάνω τα τελευταία χρόνια έχει αυξηθεί το ενδιαφέρον και η μελέτη πάνω στους κύκλους των αεροστροβίλων. Η εργασία του Dostal στο MIT στις αρχές της δεκαετίας του 2000 αναβίωσε το ενδιαφέρον για αυτόν τον κύκλο υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα, εστιάζοντας στη σύζευξη του κύκλου ισχύος sCO_2 με πυρηνικές πηγές. Στη συνέχεια, έρευνα έχει προχωρήσει σημαντικά κατασκευάζοντας πειραματικές διατάξεις τόσο στις ΗΠΑ (SANDIA Laboratories) όσο και στην Ασία (KAIST). Πρόσφατα, αντίστοιχες εγκαταστάσεις κύκλου υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα για πειραματικούς σκοπούς δημιουργήθηκαν και στην Ευρώπη. Μεταξύ των διατάξεων που μελετιούνται στη βιβλιογραφία, αυτές που έχουν ουσιαστικά μελετηθεί περισσότερο είναι ο απλός κύκλος (simple), ο κύκλος επανασυμπίεσης (recompression), ο κύκλος μερικής ψύξης (partial cooling) και ο κύκλος προσυμπίεσης (precompression). Ο κύκλος που έχει αποδειχτεί θεωρητικά πως έχει τη μεγαλύτερη απόδοση και συγκεντρώνει το μεγαλύτερο ερευνητικό ενδιαφέρον ως ο πιο αποδοτικός, είναι ο κύκλος επανασυμπίεσης που μπορεί να πετύχει αποδόσεις ακόμα και πάνω από 50% [7].



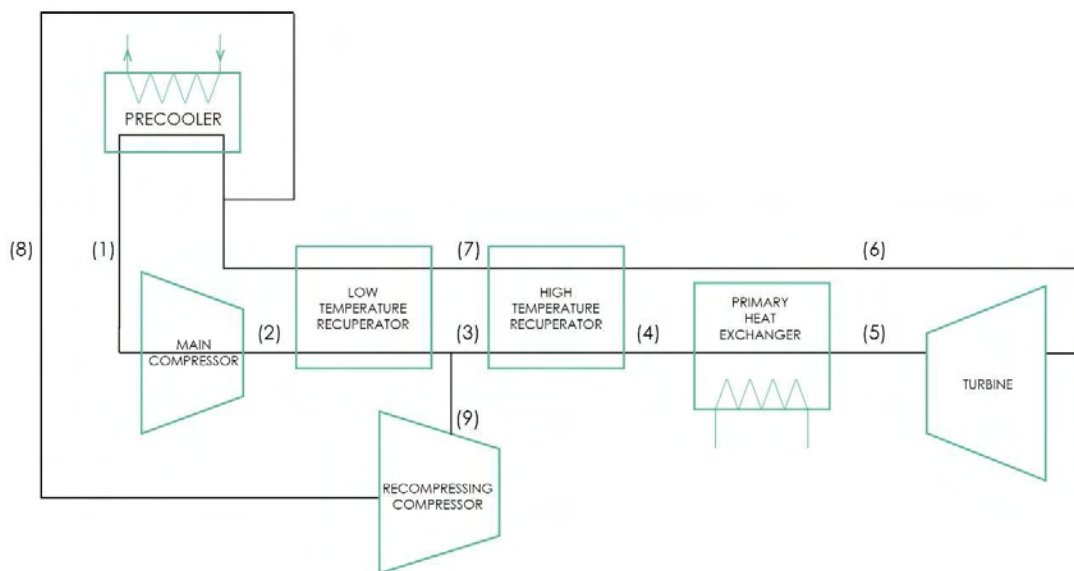
Εικόνα 14. Διαφορετικές διατάξεις κύκλου Brayton που έχουν μελετηθεί [8].

2.1.1. Κύκλος Brayton με επανασυμπίεση

Στο κομμάτι αυτό λοιπόν της εργασίας θα αναπτύξουμε λεπτομερώς τον τρόπο λειτουργίας και τον θερμοδυναμικό κύκλο της διάταξης με επανασυμπίεση. Όπως αναφέρθηκε, προτάθηκαν πολλές διατάξεις ανά καιρούς, αλλά όπως αποδείχθηκε η πιο αποδοτική είναι αυτή της επανασυμπίεσης. Για το λόγο αυτό, επιλέγεται και μελετάται η διάταξη αυτή στην παρούσα εργασία.

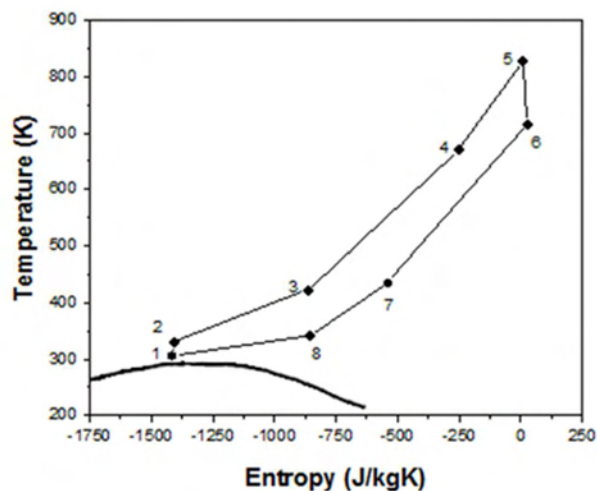
Όπως φαίνεται και στην Εικόνα 15, η διάταξη επανασυμπίεσης του $s\text{CO}_2$ κύκλου Brayton βελτιώνει την απόδοσή του με την εισαγωγή ενός δεύτερου συμπιεστή, ο οποίος συμπιέζει ένα μέρος του εργαζόμενου ρευστού πριν αυτό εισέλθει στον εναλλάκτη υψηλών θερμοκρασιών (High Temperature Recuperator) και τοποθετείται πριν τον ψύκτη, προκειμένου να ξεπεραστεί το πρόβλημα του pinch-point, κυρίως για τον εναλλάκτη χαμηλών θερμοκρασιών (Low Temperature Recuperator). Η αναπαράσταση του κύκλου Brayton επανασυμπίεσης εμφανίζεται στο παρακάτω διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας (Εικόνα 16), ενώ έχει προηγηθεί και η ανάλυση του κύκλου [9].

Ο κύριος συμπιεστής της διάταξης συμπιέζει το μεγαλύτερο ποσοστό της ροής σε υψηλή πίεση (καταστάσεις 1-2). Ακολούθως, η ροή προθερμαίνεται μέσω του εναλλάκτη χαμηλής θερμοκρασίας σε επίπεδο θερμοκρασίας που αντιστοιχεί σε εκείνο της εξόδου του συμπιεστή επανασυμπίεσης (καταστάσεις 8-3) και οι δύο μερικές ροές συγχωνεύονται (κατάσταση 3).

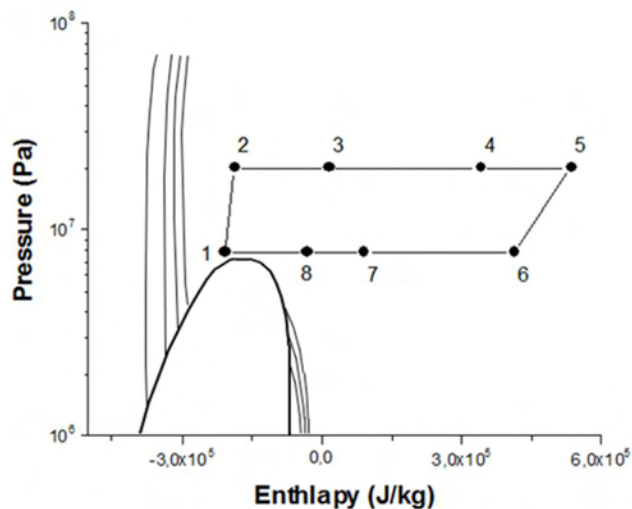


Εικόνα 15. Διάταξη κύκλου Brayton υπερκρίσιμου CO₂ με επανασυμπίεση, με θερμοκρασία και πίεση μετά από κάθε επιμέρους τμήμα.

Ο κύριος συμπιεστής της διάταξης συμπιέζει το μεγαλύτερο ποσοστό της ροής σε υψηλή πίεση (καταστάσεις 1-2). Ακολούθως, η ροή προθερμαίνεται μέσω του εναλλάκτη χαμηλής θερμοκρασίας σε επίπεδο θερμοκρασίας που αντιστοιχεί σε εκείνο της εξόδου του συμπιεστή επανασυμπίεσης (καταστάσεις 8-3) και οι δύο μερικές ροές συγχωνεύονται (κατάσταση 3). Στη συνέχεια ολόκληρη η ροή του ρευστού προθερμαίνεται περαιτέρω στον εναλλάκτη υψηλών θερμοκρασιών (καταστάσεις 3-4), μέχρι να φτάσει στη θερμοκρασία εισόδου του πρωταρχικού εναλλάκτη θερμότητας όπου λαμβάνει χώρα η προσθήκη θερμότητας (καταστάσεις 4-5). Το υγρό εξέρχεται από τον κύριο εναλλάκτη θερμότητας στην υψηλότερη θερμοκρασία του κύκλου. Στη θερμοκρασία αυτή εισέρχεται στον στρόβιλο, όπου το μέσο εκτονώνεται (καταστάσεις 5-6) για να παράγει μηχανική ισχύ. Μετά την έξοδο από τον στρόβιλο, το ρευστό ψύχεται στους δύο εναλλάκτες, HTR (καταστάσεις 6-7) και LTR (καταστάσεις 7-8), όπου η θερμότητα μεταφέρεται από το ρεύμα που έχει εκτονωθεί και είναι ακόμα υψηλής θερμοκρασίας προς το ρεύμα υψηλής πίεσης που κατευθύνεται προς τον θερμαντήρα. Αφού εγκαταλείψει τον LTR, η ροή χωρίζεται (κατάσταση 8). Ένα μέρος συμπιέζεται σε υψηλή πίεση (καταστάσεις 8-3) και το άλλο ψύχεται στον προψύκτη στη θερμοκρασία εισόδου του κύριου συμπιεστή (καταστάσεις 8-1).



Εικόνα 16. Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας για τον κύκλο επανασυμπίεσης.



Εικόνα 17. Διάγραμμα πίεσης - ενθαλπίας κύκλου επανασυμπίεσης Brayton [6].

Ένα από τα κυριότερα πλεονεκτήματα του κύκλου Brayton με sCO_2 είναι το συμπαγές σύστημα στροβιλομηχανών. Καθώς λειτουργεί το σύστημα η χαμηλότερη πίεση που εμφανίζεται είναι αρκετά μεγαλύτερη σε σχέση με οποιονδήποτε κύκλο Rankine (7,8MPa σε σχέση με λίγα kPa) ή ανοικτό κύκλο Brayton με αέρα (100 kPa), με αποτέλεσμα το εργαζόμενο ρευστό να παραμένει αρκετά πυκνό σε όλο το μήκος του κύκλου. Από τα παραπάνω, εύκολα προκύπτει ότι η ογκομετρική παροχή μειώνεται εφόσον η πυκνότητα του ρευστού παραμένει αρκετά υψηλή, έτσι καταλήγουμε στο αποτέλεσμα να έχουμε έως και 10 φορές μικρότερες σε μέγεθος στροβιλομηχανές σε σχέση με τους κύκλους Rankine. Ωστόσο, ο λόγος πιέσεων του κύκλου Brayton sCO_2 είναι μικρότερος σε σύγκριση με τον κύκλο Rankine και η θερμοκρασία εξόδου του

στροβίλου είναι σχετικά υψηλή. Επομένως, μια μεγάλη ποσότητα θερμότητας πρέπει να ανακτηθεί για να αυξηθεί η θερμική απόδοση. Με άλλα λόγια, η διαδικασία ανάκτησης στον κύκλο sCO₂ Brayton επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό τη θερμική απόδοση.

2.2. Εναλλάκτες για κύκλους υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα

Στον κύκλο με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν μακράν το πιο μεγάλα σε μέγεθος τμήματα. Ένας από τους κυριότερους στόχους αυτής της τεχνολογίας είναι η δημιουργία μικρών σε μέγεθος εγκαταστάσεων ισχύος. Οπότε θα ήταν χρήσιμο να διερευνηθεί η παρούσα τεχνολογία των εναλλακτών θερμότητας και να γίνει η επιλογή ενός εναλλάκτη, ο οποίος θα είναι συμπαγής και θα έχει μεγάλη αποτελεσματικότητα και μικρή πτώση πίεσης.

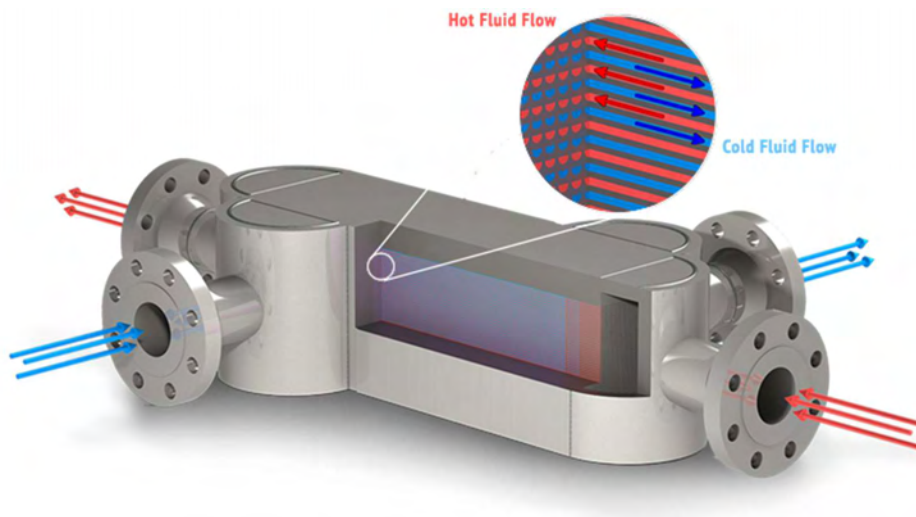
Οι συμβατικοί εναλλάκτες αυλών-κελύφους δεν είναι κατάλληλοι για να χρησιμοποιηθούν στις διατάξεις με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα λόγω της χαμηλής αποτελεσματικότητας στην εναλλαγή θερμότητας που παρουσιάζουν και το υψηλό κόστος. Επίσης, για να επιτευχθεί το μικρό μέγεθος του εναλλάκτη πρέπει να μικρύνουν και οι διάμετροι των σωλήνων γεγονός που θα προκαλέσει πρόβλημα στην λειτουργία των εναλλακτών. Επιπλέον, η διαφορά πίεσης στον εναλλάκτη είναι μεγάλη οπότε τα τοιχώματα των σωλήνων για να μην υποστούν θραύση λόγω των διαφορών μεταξύ του θερμού και ψυχρού κύκλου θα πρέπει να έχουν μεγάλο πάχος. Για του λόγους αυτούς οι εναλλάκτες αυλών-κελύφους κρίνονται ακατάλληλοι για την εφαρμογή σε αυτή την τεχνολογία εφαρμογής ισχύος.

2.2.1. Εναλλάκτες Θερμότητας PCHE για υπερκρίσιμο CO₂

Ο τύπος εναλλακτών που υιοθετήθηκε για εφαρμογές κύκλου με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα είναι οι εναλλάκτες «τυπωμένου» κυκλώματος, γνωστοί και ως PCHE (Printed Circuit Heat Exchangers), οι οποίοι κατασκευάζονται από την HEATRIC. Αυτοί οι εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίοι είναι μια εξέλιξη των γνωστών εναλλακτών πλακιδίων – πτερυγίου δεν είναι τόσο ευαίσθητοι σε μεγάλες πιέσεις και μεγάλες διαφορές πιέσεων, αφού αποτελούνται από πολλά πλακίδια μέσα στα οποία τα κανάλια χαράζονται με χημικό τρόπο, ακολουθούμενα από διάχυση διασύνδεσης για να σχηματίσουν ένα μονολιθικό μπλοκ. Τα κανάλια μπορεί να είναι ίσια, κυματιστά, τύπου-S, τύπου αεροτομής NACA, καθένα από τα οποία προσφέρει πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα σε σχέση με την πτώση πίεσης και άλλα ρευστομηχανικά προβλήματα.

Ακόμα και με ένα λόγο πιέσεων της τάξεως 2.5, το ρεύμα υψηλής θερμοκρασίας θα είναι περίπου 25 MPa. Η χρήση μικρών καναλιών θα μπορούσε να βοηθήσει στη μείωση της κατανεμημένης δύναμης ανά κανάλι, στις εσωτερικές διατρητικές τάσεις και στο απαιτούμενο πάχος των τοιχωμάτων. Οπότε προτάθηκε η χρήση των εναλλακτών τύπου «τυπωμένου» κυκλώματος (Printed-Circuit Heat Exchangers), λόγω της υψηλής αντοχής σε αρκετά υψηλές

θερμοκρασίες, της μικρής πτώσης πίεσης, της ασφάλειας έναντι διαρροών και της υψηλής αποτελεσματικότητας που παρουσιάζουν.



Εικόνα 18. Εναλλάκτης "τυπωμένου" κυκλώματος PCHE.

Παρακάτω παρατίθεται και ένας πίνακας με τα χαρακτηριστικά του εναλλάκτη PCHE που κατασκεύασε η HEATRIC.

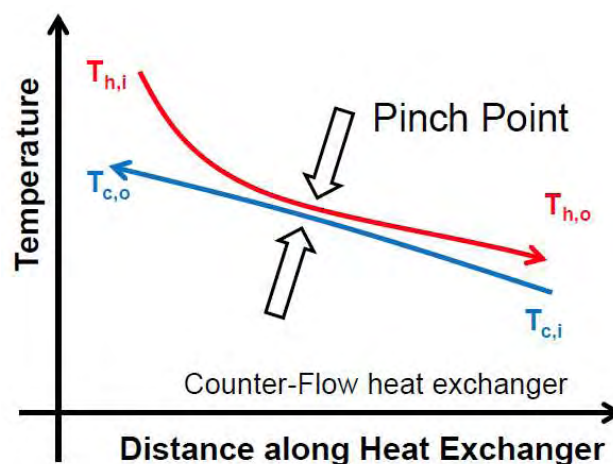
Πίνακας 1. Χαρακτηριστικά εναλλάκτη PCHE από την HEATRIC [10].

Unit weight range	1 kg to 60 tonnes as a single unit
	However larger modular assemblies are possible
Maximum design pressure	Current maximum design pressure 650 bar (9500 psi)
Design temperature range	Currently from 2°K to 1160°K (-450°F to 1650°F)
Maximum nozzle size	900 mm NB (36 in NB)
Maximum surface area	10,000 m ² (108,000 ft ²) per PCHE
Typical area/unit volume	1300 m ² /m ³ at 100 bar (400 ft ² /ft ³ at 1450 psi)
	650 m ² /m ³ at 500 bar (200 ft ² /ft ³ at 7250 psi)
Minimum temperature approach	1°C (typically 3 - 5°C) 2°F (typically 5 - 10°F)
Heat exchanger effectiveness	up to 98%
	LP gas cooler 500 - 1,000 W/m ² K (90 - 180 Btu/hrft ² °F)

Typical overall heat transfer coefficients	HP gas cooler 1,000 - 4,000 W/m ² K (180 - 700 Btu/hrft ² °F)
	Water/water 7,000 - 10,000 W/m ² K (1230 - 1750 Btu/hrft ² °F)
Plate thickness	0.5 mm ⁽¹⁾ to 5.0 mm
Passage width	0.5 mm to 5.0 mm ⁽²⁾
Typical Reynolds number range	Gases: 1,000 - 100,000
	Liquids: 10 - 5,000

Οι συνθήκες που θα επιβληθούν στους εναλλάκτες PCHE από τον κύκλο Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα είναι εντός του εύρους λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας, οι οποίες σε πιέσεις 25 MPa φτάνουν σε θερμοκρασίες ύψους 950 K [11].

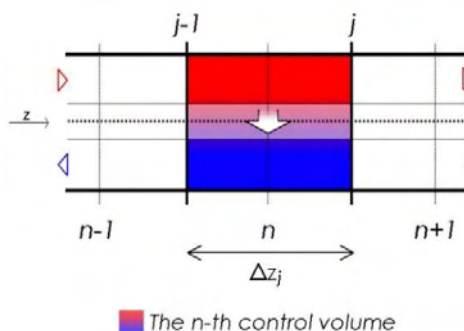
Ο κύκλος επανασυμπίεσης περιλαμβάνει τρεις εναλλάκτες θερμότητας: τον εναλλάκτη υψηλών θερμοκρασιών (HTR), τον εναλλάκτη χαμηλών θερμοκρασιών (LTR), και τον ψύκτη (precooler). Το σημαντικότερο πρόβλημα που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη στο σχεδιασμό αυτών των εναλλακτών είναι η αποφυγή του σημείου ανάσχεσης του εναλλάκτη (pinch point problem), στο οποίο δε λαμβάνει χώρα καθόλου μεταφορά θερμότητας (Εικόνα 19).



Εικόνα 19. Σημείο ανάσχεσης (pinch-point) σε εναλλάκτη αντιρροής.

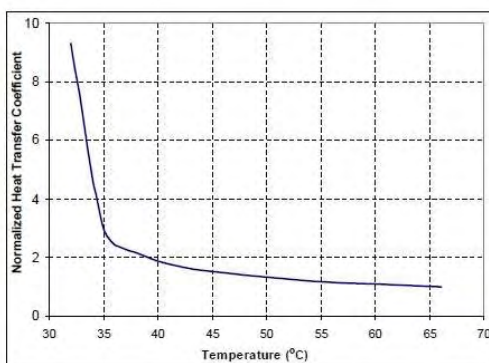
Οι εναλλάκτες υψηλών θερμοκρασιών είναι ο πιο απλοί ως προς τη σχεδιάσή τους καθώς λειτουργούν μακριά από το κρίσιμο σημείο στην περιοχή, όπου οι αλλαγές των ιδιοτήτων του εργαζόμενου μέσου είναι αμελητέες. Ο υπολογισμός της απόδοσης του εναλλάκτη μπορεί να γίνει χρησιμοποιώντας την μέθοδο της μέσης λογαριθμικής διαφοράς (LMTD) ή της μεθόδου αποτελεσματικότητας ε-NTU [3]. Από την άλλη, ο εναλλάκτης χαμηλών θερμοκρασιών λειτουργεί κοντά στο κρίσιμο σημείο, όπου εκεί οι ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου μεταβάλλονται πολύ πιο έντονα και επηρεάζουν την εναλλαγή θερμότητας μεταξύ του θερμού και του ψυχρού ρεύματος. Αξίζει να σημειωθεί ότι η συμπεριφορά αυτή προκαλείται από την

μεταβολή της ειδικής θερμοχωρητικότητας, γεγονός που δυσκολεύει τον υπολογισμό των γεωμετρικών στοιχείων του εναλλάκτη με μια από τις παραπάνω μεθόδους. Ο εναλλάκτης για να μοντελοποιηθεί θα πρέπει να διαχωριστεί σε διαδοχικούς κόμβους, όπου σε κάθε όγκο ελέγχου ανάμεσα σε δύο κόμβους θα υπολογίζεται το φορτίο που εναλλάσσεται με βάση τη θερμοκρασιακή διαφορά. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται ένας τρόπος διακριτοποίησης του εναλλάκτη και παρουσιάζεται η ροή θερμότητας από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα του εναλλάκτη αντιρροής.



Εικόνα 20. Μοντελοποίηση εναλλακτών PCHE [11]

Ο τελευταίος εναλλάκτης θερμότητας είναι ο ψύκτης. Αυτός ο εναλλάκτης θερμότητας έχει διαφορετικά μέσα σε κάθε ρεύμα: το θερμή ρεύμα διαρρέεται από CO₂, ενώ το ψυχρό διαρρέεται από νερό. Αυτός ο εναλλάκτης θερμότητας λειτουργεί κοντά στο κρίσιμο σημείο του CO₂ καθώς ψύχει το CO₂, το οποίο φεύγει από τον εναλλάκτη χαμηλών θερμοκρασιών για να φτάσει στην θερμοκρασία εισόδου του συμπιεστή. Για ορισμένους λόγους πιέσεων του κύκλου, η πίεση είναι πολύ κοντά στην κρίσιμη πίεση. Εάν ο ψύκτης λειτουργεί κοντά στο κρίσιμο σημείο, εκμεταλλεύεται τους βελτιωμένους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας. Στο παρακάτω διάγραμμα εμφανίζεται ο κανονικοποιημένος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (σε ταχύτητα 5 m/s, υδραυλική διάμετρο 0.015 m και πίεση 7.5 MPa) συναρτήσει της θερμοκρασίας. Είναι κανονικοποιημένος στον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του CO₂ στους 66°C ώστε να μπορέσει να παρουσιαστεί ολόκληρη η τάση του.



Εικόνα 21. Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του CO₂ κοντά στο κρίσιμο σημείο από τη διόρθωση του Gnielinski [8].

2.3. Λειτουργία στο σημείο σχεδιασμού

Κλείνοντας το κεφάλαιο αυτό θα παρουσιαστούν εν συντομία στον παρακάτω πίνακα οι συνθήκες λειτουργίας για το σημείο σχεδιασμού του κύκλου Brayton με επανασυμπίεση. Ο κύκλος έχει σχεδιαστεί για παραγωγή ισχύος 300 MW_e με θερμικό φορτίο 600 MW_{th}, ο βαθμός απόδοσης του βασικού και του δευτερεύοντος συμπιεστή επιλέχθηκε 88%, ενώ του στροβίλου 90%. Επίσης η υψηλότερη πίεση και θερμοκρασία επιλέχθηκε στο 20 MPa και 550 K αντίστοιχα. Η ολική μαζική παροχή είναι 3180 kg/s από την οποία τα 1908,1 kg/s διέρχονται από τον κύριο συμπιεστή, την μελέτη του οποίου πραγματοποιούμε στην παρούσα εργασία, ενώ η υπόλοιπη παροχή διέρχεται από τον δευτερεύον συμπιεστή. Όλα τα παραπάνω δεδομένα προέκυψαν από τη θερμοδυναμική μελέτη που προηγήθηκε της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Πίνακας 2. Συνθήκες λειτουργίας του θερμοδυναμικού κύκλου Brayton με επανασυμπίεση 300 MW_e στο σημείο σχεδιασμού [12].

Παράμετρος	Τιμές για Σημείο Σχεδιασμού
Θερμικό Φορτίο Κύκλου (MW)	600
Ολική Παροχή Μάζας (kg/s)	3180
Υψηλή Πίεση Κύκλου (MPa)	20
Υψηλή θερμοκρασία Κύκλου (°C)	550
Απόδοση Συμπιεστή	0.88
Απόδοση Επανασυμπιεστή	0.88
Απόδοση Στροβίλου	0.9

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΑΝΑΛΥΣΗ ΚΑΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται και αναλύεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την ανάπτυξη και τον σχεδιασμό του κύριου φυγοκεντρικού συμπιεστή της διάταξης του κλειστού κύκλου Brayton με επανασυμπίεση. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στον προκαταρκτικό σχεδιασμό του συμπιεστή με βάση το διάγραμμα Balje και στη δημιουργία ενός μονοδιάστατου μοντέλου γεωμετρικού – θερμοδυναμικού, με βάση το οποίο θα προκύψουν τα κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συμπιεστή. Τα χαρακτηριστικά αυτά θα αποτελέσουν τα στοιχεία «είσοδο» για την δημιουργία του τρισδιάστατου μοντέλου ώστε να πραγματοποιηθεί η ρευστοδυναμική ανάλυση της ροής του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα μέσα στον συμπιεστή. Προτού ξεκινήσει ο προκαταρκτικός σχεδιασμός θα πρέπει να παρουσιαστεί ένας πίνακας με τα θερμοδυναμικά δεδομένα του κύκλου και συγκεκριμένα για την είσοδο και έξοδο του συμπιεστή.

point	Temperature [K]	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg K)	Exergy (kJ/kg)		
1	305.15	306.67	1.3478	10.38343		
2s	333.35	324.99	1.3478	28.70343		
2	334.25	327.26	1.3546	28.98001	20.59	w_comp
3s	427.17	529.77	1.8952	73.01312		
3	431.14	536.1	1.9099	75.033815	57.46	w_recomp
4	669.69	846.36	2.4908	215.00298		
5	823.15	1035.25	2.7429	329.989865	188.89	q_input
6s	701.96	901.03	2.7429	195.769865		
6	713.44	914.45	2.7619	203.620015	120.8	w_turbine
7	441.49	604.19	2.2189	52.540465		
7 _{max}	431.14	592.21	2.1992	46.33552		
8	342.74	478.64	1.9026	19.71381		
8 _{max}	334.25	464.26	1.8652	16.29762		

3.1. Προκαταρκτικός Σχεδιασμός (Preliminary Design)

Για να μπορέσουμε να πραγματοποιήσουμε ένα αρχικό σχεδιασμό, καθώς και μια εκτίμηση για την απόδοση και τη λειτουργία του συμπιεστή, χρησιμοποιήθηκε το διάγραμμα Balje [13] . Ο

Balje κατέληξε στο συμπέρασμα ότι απόδοση μιας στροβιλομηχανής μπορεί να προσδιοριστεί με την χρήση κάποιων αδιάστατων μεγεθών όπως η ειδική ταχύτητα N_s , η ειδική διάμετρος D_s καθώς και από τον αριθμό Reynolds (Re) και τον αριθμό Mach (Ma). Αυτές οι τέσσερις παράμετροι μπορούν να περιγράψουν πλήρως τη λειτουργία και την απόδοση γεωμετρικά ιδίων στροβιλομηχανών.

Για συγκεκριμένη ογκομετρική παροχή και μια δοθείσα διαφορά πίεσης για μια στροβιλομηχανή, η ειδική ταχύτητα είναι ένα ενδεικτικό μέγεθος για την περιστροφική ταχύτητα του συμπιεστή, ενώ η ειδική διάμετρος αποτελεί ενδεικτικό μέγεθος για την διάμετρο του ρότορα ή το μέγεθος της στροβιλομηχανής. Ο αριθμός Re εκφράζει τον λόγο αδρανειακών δυνάμεων προς το ιξώδες και αντανakλά τις ιδιότητες του ρευστού που συμπίεζεται και της ταχύτητας της στροβιλομηχανής.

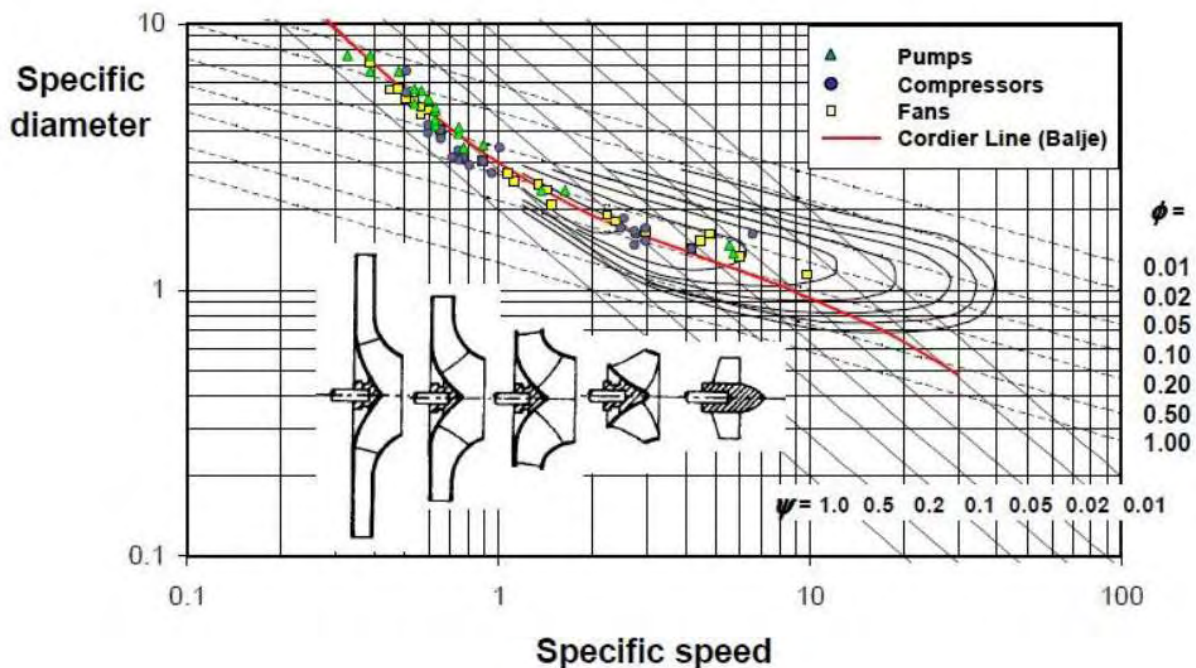
Αξίζει να σημειωθεί ότι είναι δύσκολο να παρουσιαστεί η απόδοση μιας στροβιλομηχανής σαν συνάρτηση τεσσάρων παραμέτρων. Ευτυχώς δύο από τις τέσσερις μεταβλητές (αριθμός Re και αριθμός Ma) έχουν δευτερεύουσα επίδραση στην λειτουργία των στροβιλομηχανών. Πιο συγκεκριμένα αν ο $Re > 10^6$ για στροβίλους και συμπιεστές ή μεγαλύτερος του 10^7 για αντλίες η επίδραση του αριθμού Re είναι αμελητέα. Αν ο αριθμός Ma είναι μικρότερος ή ίσος με την μονάδα η επίδραση της συμπίεστος στην απόδοση της στροβιλομηχανής είναι μικρή οπότε και η επίδραση της παραμέτρου αυτής είναι αμελητέα. Άρα η απόδοση και η λειτουργία μιας στροβιλομηχανής μπορεί να παρουσιαστεί πολύ καλά από την ειδική ταχύτητα και την ειδική διάμετρο.

Τα δύο αυτά αδιάστατα μεγέθη παριστάνονται από τις δύο παρακάτω σχέσεις:

$$N_{s,stage} = \frac{(\frac{\dot{m}}{\rho})^{0.5} \Omega}{(\Delta h_s)_{stage}^{0.75}} \quad (3)$$

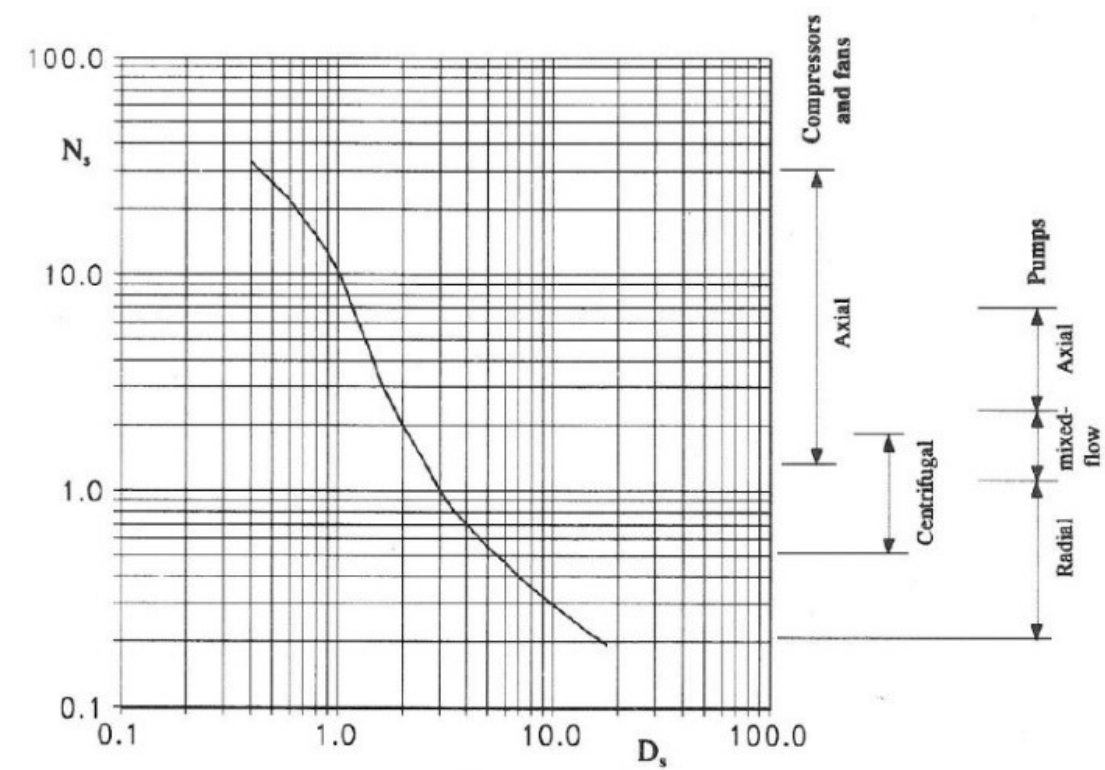
$$D_{s,stage} = \frac{d_t (\Delta h_s)_{stage}^{0.25}}{(\frac{\dot{m}}{\rho})^{0.5}} \quad (4)$$

Όπου \dot{m} είναι η ροή μάζας σε kg/s , ρ η πυκνότητα σε kg/m^3 , Ω η γωνιακή ταχύτητα της ατράκτου σε rad/s και Δh_s η ισεντροπική ενθαλπική αλλαγή σε J/kgK . Η πυκνότητα εδώ ορίζεται ως μία μέση πυκνότητα μεταξύ της εισόδου και της εξόδου, καθώς η μέση τιμή προσεγγίζει καλύτερα την συμπεριφορά του συμπιεστή. Ως d_t είναι η διάμετρος κορυφής του περυγίου.



Εικόνα 22. Διάγραμμα Balje για σχεδιασμό συμπιεστών, ανεμιστήρων και αντλιών [13].

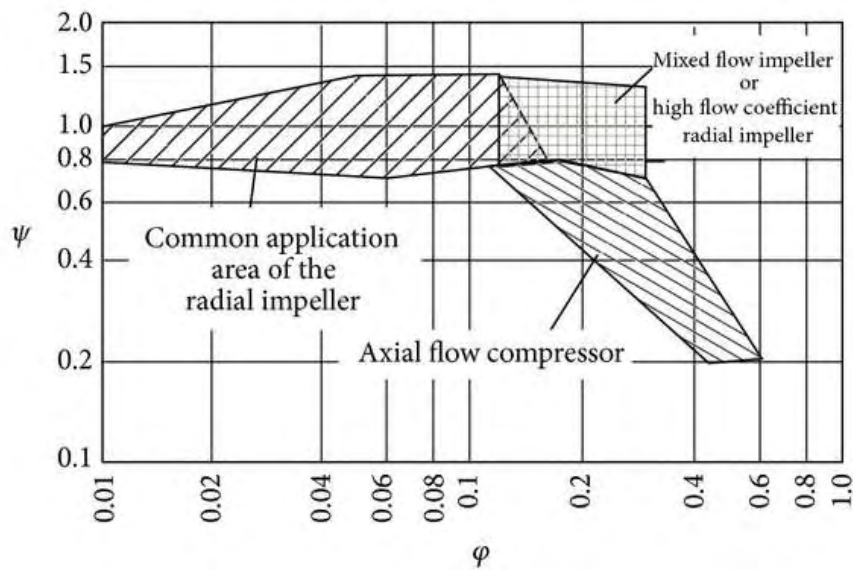
Από αυτά τα παραπάνω μεγέθη προέκυψε το διάγραμμα Balje. Το διάγραμμα αυτό αποτελεί ένα έγκυρο εργαλείο για τον σχεδιασμό οποιουδήποτε τύπου συμπιεστή μονής βαθμίδας και γι' αυτό χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία. Στη μελέτη αυτή, η ταχύτητα περιστροφής του άξονα επιλέγεται ως 3600 στροφές ανά λεπτό ενώ οι πιέσεις και θερμοκρασίες παρέχονται από το θερμοδυναμικό μοντέλο του κύκλου. Η παροχή μάζας της βαθμίδας επιλέγεται ως $\dot{m} = 1908.1 \text{ kg/s}$. Καταλήγουμε λοιπόν ότι ο ειδικός αριθμός στροφών θα είναι $N_s = 0.7$ και η ειδική διάμετρος $D_s = 4$. Από την Εικόνα 22 και την Εικόνα 23 διαπιστώνουμε ότι βρισκόμαστε επάνω στη γραμμή Cordier, στην περιοχή των φυγοκεντρικών μηχανημάτων.



Εικόνα 23. Διάγραμμα Cordier.

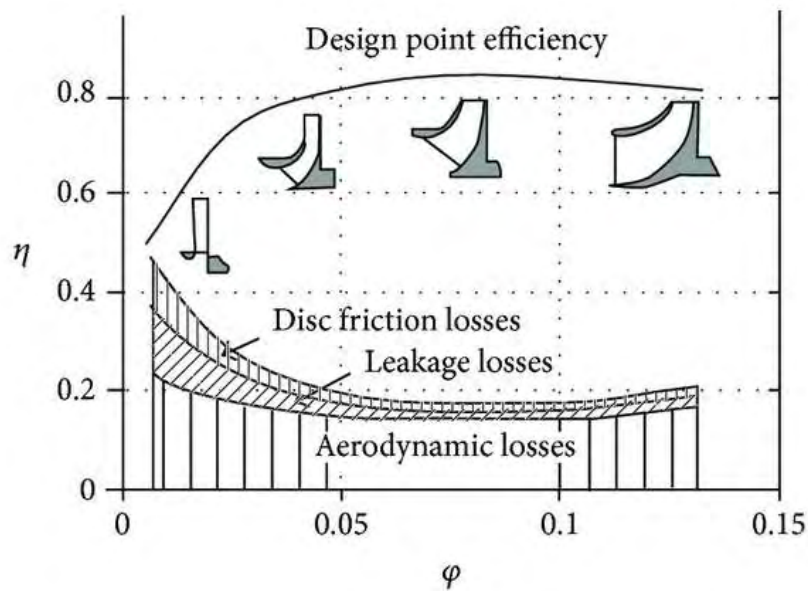
Μπορούμε τώρα να προχωρήσουμε στον προκαταρκτικό σχεδιασμό και τον υπολογισμό του μοντέλου που κατασκευάσαμε για τον φυγοκεντρικό συμπιεστή.

Δύο ακόμα συντελεστές που προσδιορίστηκαν κατά τον προκαταρκτικό σχεδιασμό είναι ο συντελεστής ροής Φ και ο συντελεστής φόρτισης Ψ . Όπως φαίνεται και στο παρακάτω διάγραμμα για συγκεκριμένες τιμές του Φ αντιστοιχούν τιμές του Ψ για ακτινικούς συμπιεστές.



Εικόνα 24. Διάγραμμα συντελεστή ροής και συντελεστή φόρτισης για διαφορετικά είδη συμπιεστών [].

Επίσης με την βοήθεια του διαγράμματος που ακολουθεί δίνεται η δυνατότητα να υπολογιστεί κατά τον προκαταρκτικό σχεδιασμό και η απόδοση του συμπιεστή στο σημείο λειτουργίας, ανάλογα πάντα με τον τύπο της στροβιλομηχανής.



Εικόνα 25. Διάγραμμα συντελεστή ροής με απόδοση συμπιεστή για διαφορετικά είδη συμπιεστών []

Για συντελεστή ροής $\Phi = 0,056$ αντιστοιχεί απόδοση για φυγοκεντρικό συμπιεστή $\eta = 0,88$, απόδοση η οποία επιλέχθηκε και για τον υπό μελέτη φυγοκεντρικό συμπιεστή.

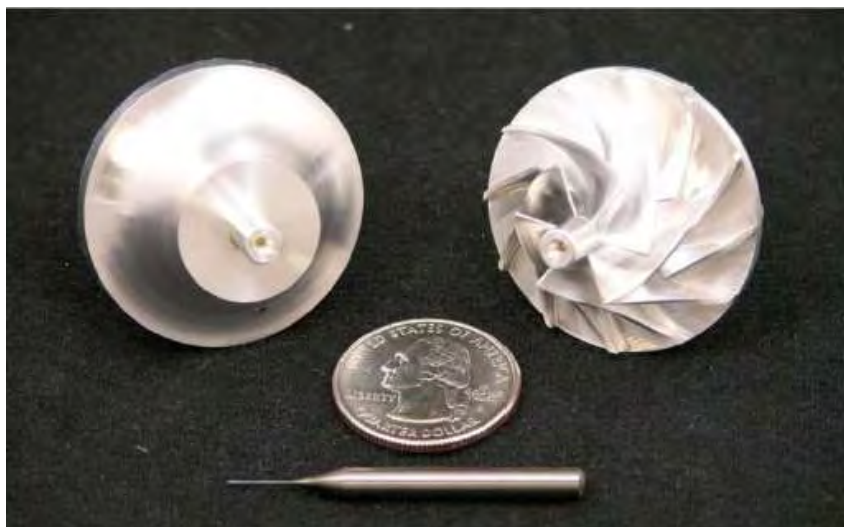
3.2. Σχεδιασμός και Ανάλυση Φυγοκεντρικού Συμπιεστή

Για τον σχεδιασμό του φυγοκεντρικού συμπιεστή χρησιμοποιήθηκαν οι επιλύσεις δύο προβλημάτων αυτή του ευθέος προβλήματος και αυτή του αντίστροφου. Στην πρώτη περίπτωση χρησιμοποιήσαμε ως είσοδο στο μοντέλο μας τα στοιχεία που προέκυψαν από τον προκαταρκτικό σχεδιασμό και το διάγραμμα Balje καθώς και την πλήρη γεωμετρία του συμπιεστή ώστε να προκύψουν ως έξοδος τα θερμοδυναμικά στοιχεία του εργαζόμενου ρευστού για κάθε τμήμα του συμπιεστή καθώς και οι απώλειες πίεσης για τα τμήματα αυτά. Στη δεύτερη περίπτωση λάβαμε υπόψη τα θερμοδυναμικά στοιχεία τα οποία προέκυψαν από την επίλυση του ευθέος προβλήματος με σκοπό να έχουμε ως έξοδο την γεωμετρία του συμπιεστή. Η γεωμετρία αυτή θα χρησιμοποιηθεί για την δημιουργία του τρισδιάστατου μοντέλου πάνω στο οποίο θα πραγματοποιήσουμε την ρευστοδυναμική ανάλυση. Επειδή το εργαζόμενο ρευστό στην παρούσα εργασία είναι κοντά στο κρίσιμο σημείο θα πρέπει να αναπροσαρμόσουμε τις σχέσεις που δίνουν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά και τις απώλειες, ώστε να λαμβάνεται υπόψη η συμπεριφορά του CO₂ ως πραγματικού αερίου.

Προτού ξεκινήσει η παρουσίαση του ευθέος προβλήματος θα πρέπει να γίνει μια αναφορά σε πειραματικές διατάξεις συμπιεστών για υπερκρίσιμο CO₂ που υπάρχουν σε λειτουργία σε διάφορα ερευνητικά εργαστήρια. Πιο συγκεκριμένα σημαντική βοήθεια στην ανάπτυξη του παρόντος μοντέλου έδωσαν οι αντίστοιχες διατάξεις του εργαστηρίου SANDIA (SNL) [14] και του Τεχνολογικού Ιδρύματος του Τόκιο [15]. Αξίζει να σημειωθεί ότι η γεωμετρία που χρησιμοποιήθηκε για την δημιουργία και την επίλυση του ευθέος προβλήματος βασίστηκε σε αυτή της SANDIA, ενώ βάσει των αποτελεσμάτων της έγινε και αξιολόγηση (Validation) των αποτελεσμάτων του προβλήματος.

- **SANDIA National Laboratories (SNL)**

Από τον Μάιο του 2008, τα εργαστήρια της SANDIA έχουν σε λειτουργία μία πιλοτικής κλίμακας πειραματική διάταξη συμπίεσης sCO₂, με στόχο την επικύρωση και αξιολόγηση μοντέλων στροβιλομηχανών και εναλλακτών θερμότητας για πυρηνικές εφαρμογές [14]. Οι εγκαταστάσεις σχεδιάστηκαν από την SNL και την Barber-Nichols Inc., όπου αρχικά περιλαμβάνονταν ένας μηχανοκίνητος συμπιεστής 50 KWe, ένας ψύκτης αερίου ώστε να αποφευχθεί η θέρμανση του ρευστού μέσα στο κύκλωμα και μια βαλβίδα που συμπιέζει το ρευστό μέχρι την κατάσταση εισόδου του συμπιεστή. Αργότερα τον Ιανουάριο του 2009 προστέθηκε ένας μικρός στρόβιλος (1,2 inch διάμετρος), με στόχο να εξαχθούν πειραματικά δεδομένα για μέγιστη θερμοκρασία εισόδου του sCO₂ στο στρόβιλο 537°C. Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται ενδεικτικά η πτερωτή του φυγοκεντρικού συμπιεστή. Αυτό που προκαλεί ιδιαίτερη εντύπωση είναι το μικρό μέγεθος τις πτερωτής σε σχέση με την ισχύ.

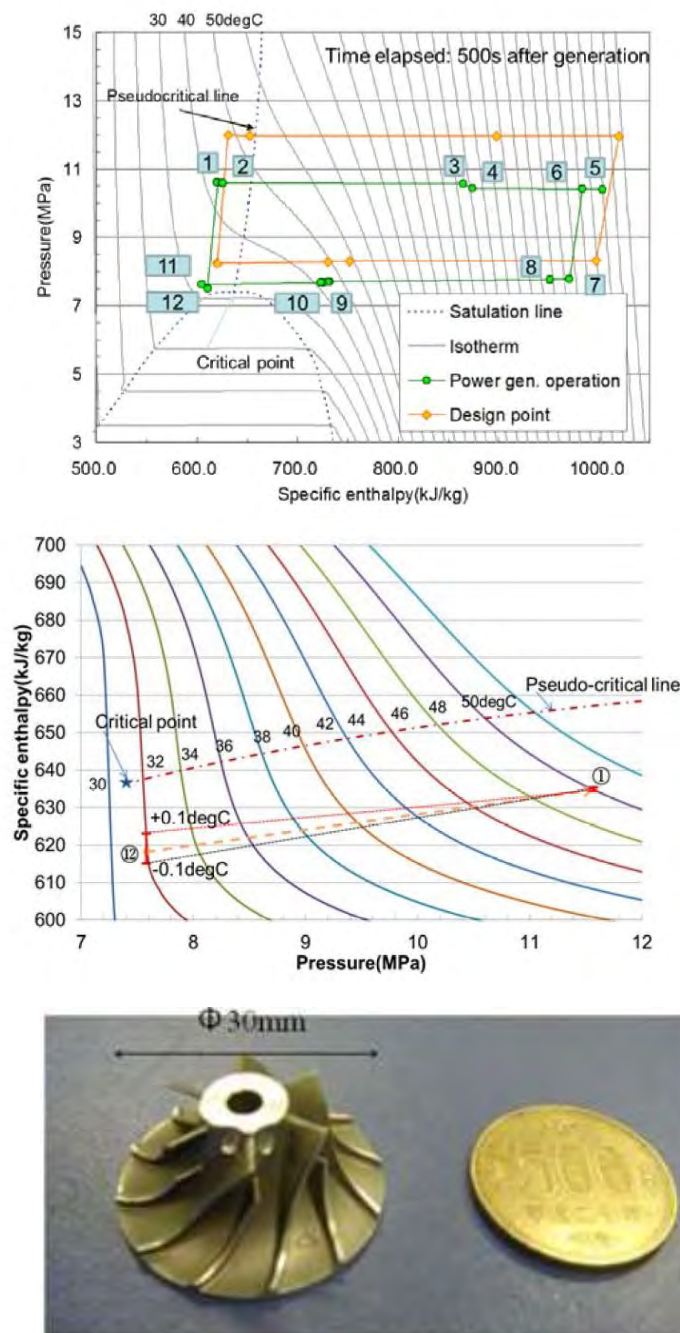


Εικόνα 26. Supercritical CO₂ compressor impeller. Designed and manufactured by Barber Nichols Inc. for SANDIA National Laboratories facilities [14].

- **Tokyo Institute of Technology (TIT)**

Η ερευνητική ομάδα του Prof. Motoaki Utamura κατασκεύασε μια πιλοτική διάταξη κύκλου με sCO₂ που λειτουργεί με χαμηλή θερμοκρασία εισόδου στρόβιλου[15]. Τόσο ο φυγοκεντρικός συμπιεστής (Εικόνα 27) όσο και ο στρόβιλος (radial inflow turbine) είναι μινιατούρες που συνδέονται με ένα σύγχρονο ηλεκτροκινητήρα/ ηλεκτρογεννήτρια που ελέγχεται από έναν high-speed inverter. Η διάταξη αυτή κατάφερε να λειτουργήσει για σύντομα διαστήματα, παράγοντας καθαρή ισχύ 110 W σε αριθμό στροφών 1.15kHz (69000 rpm), CO₂ flow rate 1.1 kg/s, και συνθήκες εισόδου στον συμπιεστή (7.5 MPa, 304.6 K) και εισόδου στο στρόβιλο (10.6 MPa, 533 K). Λόγω των επιδράσεων του μεγέθους, η παραγόμενη ενέργεια είναι πολύ μικρότερη από τον αρχικό σχεδιασμό που έγινε για 10 KW. Αυτό διαπιστώθηκε ότι οφείλεται κυρίως στις σημαντικές απώλειες του ρότορα του συμπιεστή (συμπεριλαμβανομένου του άξονα – κουζινέτων και τυλιγμάτων ρότορα αφού έχουμε ερμητικό συμπιεστή), λόγω των ισχυρών διατμητικών τάσεων (shear flows) που αναπτύσσονται λόγω υψηλής ταχύτητας περιστροφής τους μέσα σε ένα πυκνό μέσο (windage losses)[16]. Οι απώλειες αυτές δεν είναι σημαντικές για αεροσυμπιεστές, λόγω της χαμηλής πυκνότητας του αέρα, αλλά είναι σημαντικές όταν έχουμε πυκνά και ιξώδη ρευστά σε ερμητικούς συμπιεστές που συμπιέζουν φρέον ή υπερκρίσιμο CO₂. Επίσης οι απώλειες αυτές είναι γνωστό ότι επηρεάζονται σημαντικά από το διάκενο (tip clearance). Γι' αυτό και στη συγκεκριμένη εργασία δόθηκε μεγάλη βάση στον φυγοκεντρικό συμπιεστή ο οποίος μελετήθηκε και με CFD. Προσδιορίστηκε πειραματικά η μείωση στο έργο του συμπιεστή λόγω των φαινομένων πραγματικού αερίου (real gas effect). Ο λόγος των έργων στρόβιλου συμπιεστή στην υπερκρίσιμη κατάσταση (supercritical liquid) μετρήθηκε στο 28% σε σχέση με την περίπτωση ιδανικού αερίου. Βρέθηκε επίσης ότι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εξαρτάται πολύ λίγο από το συντελεστή συμπίεστικότητας Z. Η συμπεριφορά Off design της τουρμπίνας στην υπερκρίσιμη κατάσταση βρέθηκε ότι μπορεί να προβλεφθεί πολύ καλά με ένα υπολογισμό μέσης γραμμής. Η ανάλυση CFD που ακολούθησε για την εσωτερική ροή στον συμπιεστή έδειξε ότι υπάρχει ανάστροφη ροή (backward flow) γύρω από τα ακροπτερύγια (tip region) που μπορεί να δημιουργήσει μια τοπικά αποσυμπιεσμένη περιοχή η οποία τελικά οδηγεί σε αστάθεια της ροής.

Ένα ακόμα θέμα το οποίο παρατηρήθηκε είναι και το ευμετάβλητο των θερμοδυναμικών μεγεθών (Εικόνα 27 β) κοντά στο κρίσιμο σημείο, γεγονός που δημιουργεί την ανάγκη για καλύτερο σχεδιασμό και ακριβέστερη μοντελοποίηση της διάταξης τόσο σε επίπεδο ρευστοδυναμικής ανάλυσης (CFD) όσο και σε επίπεδο πειραματικής μελέτης.

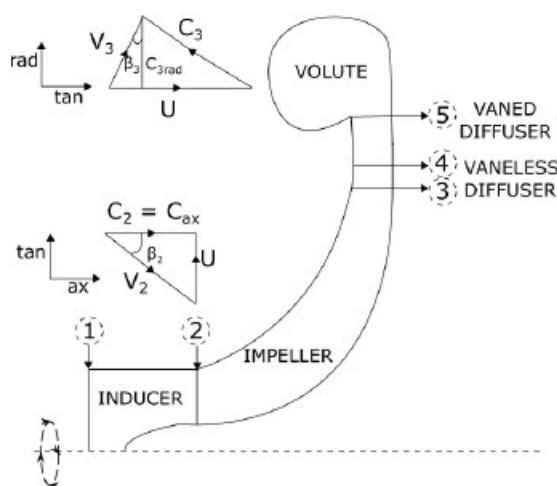


Εικόνα 27. α) Απεικόνιση θερμοδυναμικού κύκλου πειραματικής διάταξης sCO₂ στο Tokyo Institute of Technology. β) Ευμετάβλητο της σχετικής ενθαλπίας κοντά στο κρίσιμο σημείο. γ) Πτερωτή φυγοκεντρικού συμπιεστή πειραματικής διάταξης sCO₂ στο Tokyo Institute of Technology[15].

3.2.1. Μοντέλο απόδοσης φυγοκεντρικού συμπιεστή με υπερκρίσιμο CO₂: Ευθύ Πρόβλημα

Στόχος μας είναι η δημιουργία μιάς διαδικασίας προϋπολογισμού του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή το οποίο θα λύνει το ευθύ πρόβλημα. Μόλις επαληθευθεί το μοντέλο αυτό ένα μονοδιάστατο σχεδιαστικό εργαλείο αναπτύσσεται ώστε να επιλυθεί και το αντίστροφο πρόβλημα. Το λογισμικό που χρησιμοποιήθηκε για την δημιουργία του μοντέλου και την επίλυση των προβλημάτων είναι το Engineering Equation Solver (EES), λόγω του γεγονότος πως χρησιμοποιεί έτοιμες βιβλιοθήκες θερμοδυναμικών μεταβλητών. Η λογική γύρω από την ανάπτυξη του μοντέλου αυτού βασίζεται σε μεμονωμένους συντελεστές απώλειας πίεσης οι οποίοι αφορούν διαφορετικά τμήματα του συμπιεστή σε συνδυασμό με τους νόμους διατήρησης της μάζας, της ορμής και της ενέργειας.

Όπως είδαμε και στα προηγούμενα κεφάλαια το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα έχει πυκνότητες στην περιοχή 600-800 kg/m³ στην είσοδο του συμπιεστή, οπότε έχει αρκετά μικρές ογκομετρικές παροχές σε σχέση με την ισχύ του. Στην παρακάτω εικόνα παρατίθεται ένα σχέδιο με την μεσημβρινή όψη του συμπιεστή. Εύκολα διακρίνονται τα μέρη από τα οποία αποτελείται ο συμπιεστής. Το ρευστό αρχικά διέρχεται μέσα από το σύστημα προσαγωγής (inducer) το οποίο είναι παράλληλο στον άξονα περιστροφής του συμπιεστή. Στη συνέχεια περνάει από την περωτή (impeller) του συμπιεστή και καταλήγει στο διαχύτη αρχικά στο κομμάτι χωρίς περυγώση (vaneless diffuser) και στη συνέχεια από το κομμάτι με περυγώση (vaned diffuser). Στη συνέχεια οδηγείται στον σαλίγκαρο (volute) ο οποίος δεν μοντελοποιείται στην παρούσα φάση.

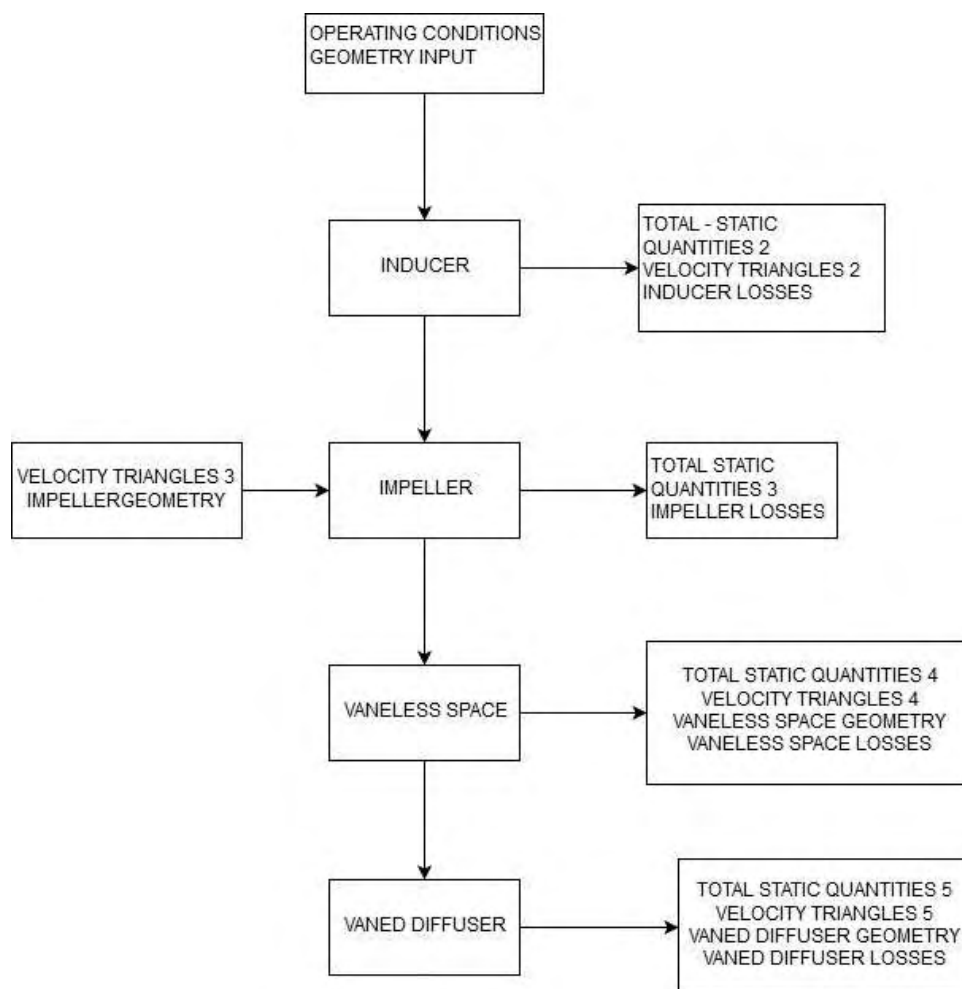


Εικόνα 28. Τμήματα φυγοκεντρικού συμπιεστή (μεσημβρινή όψη).

Για το ευθύ πρόβλημα το μοντέλο μας δίνει ως «έξοδο» τις συνθήκες στην έξοδο του συμπιεστή και άλλες παραμέτρους λειτουργίας που σχετίζονται με την ροή μέσα στον συμπιεστή. Τέτοιες παράμετροι είναι: ο συντελεστής ολίσθησης (slip factor), η αεροδυναμική απόφραξη (aerodynamic blockage), ο στροβιλισμός, τα κενά στη ροή κ.α. Τα δεδομένα που χρειάζεται ως

«είσοδο» το μοντέλο είναι: ολικά μεγέθη στην είσοδο του συμπιεστή, μαζική παροχή, ταχύτητα περιστροφής του άξονα καθώς και την γεωμετρία του συμπιεστή.

Το διάγραμμα ροής της μεθόδου που ακολουθήθηκε για τη λύση του ευθέως προβλήματος παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα.

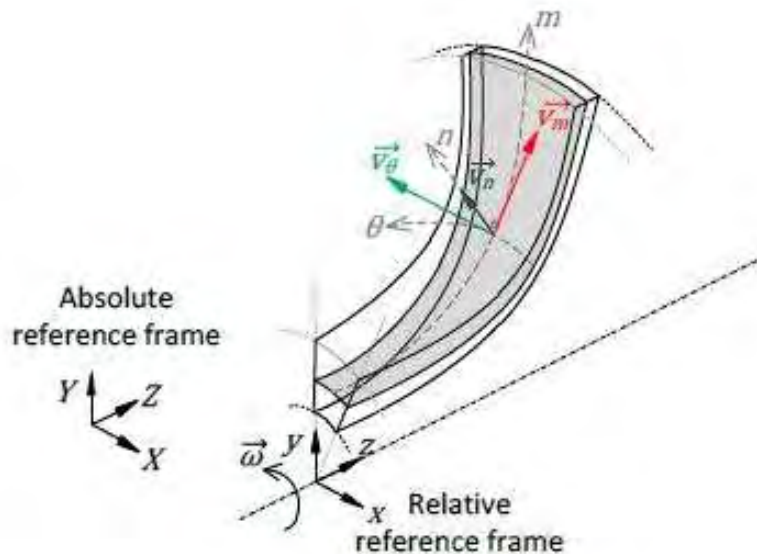


Εικόνα 29. Διάγραμμα ροής ευθέως προβλήματος.

3.2.1.1. Βασικές Αρχές

Η ροή του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα μέσω του συμπιεστή, θα μελετηθεί σε δύο διαφορετικά επίπεδα αναφοράς όπως συνηθίζεται: το απόλυτο και το σχετικό, όπου το τελευταίο περιστρέφεται γύρω από τον ίδιο άξονα με τον οποίο περιστρέφεται και η πτερωτή του συμπιεστή και μάλιστα με την ίδια ταχύτητα. Θα χρησιμοποιήσουμε το πολικό σύστημα συντεταγμένων (m, n, ϑ) , όπου το m η μεσημβρινή συνιστώσα κατά μήκος της ροϊκής επιφάνειας, n είναι η

συνιστώσα κάθετη στις ροϊκές γραμμές και ϑ είναι η εφαπτομενική συνιστώσα, (όπως στις κυλινδρικές συντεταγμένες). Θεωρούμε ότι το μοντέλο μας είναι μοντέλο μέσης γραμμής (meanline model), εφόσον κάθε τμήμα κάθετο στην μεσημβρινή διεύθυνση αποτελείται από μέσες τιμές οι οποίες είναι σταθερές ως προς τις κατευθύνσεις n και ϑ . Επομένως, όλη η ανάλυση πραγματοποιήθηκε κατά μήκος της ροϊκής επιφάνειας που βρίσκεται στη μέση γραμμή που διέρχεται από τον όγκο ελέγχου όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Εικόνα 30. Συντεταγμένες και επίπεδα αναφοράς πτερυγίου [11].

Είναι γνωστό από τις αρχές της σχετικής κίνησης ότι η απόλυτη ταχύτητα (\vec{c}) είναι το διανυσματικό άθροισμα της σχετικής ταχύτητας (\vec{w}) με την περιφερειακή ταχύτητα δηλαδή την ταχύτητα του κινούμενου επιπέδου αναφοράς (\vec{u}). Έτσι καταλήγουμε στην παρακάτω διανυσματική σχέση.

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (5)$$

Προχωρώντας στη μελέτη των σχέσεων διατήρησης που θα χρησιμοποιηθούν για τη δημιουργία του μοντέλου, χρησιμοποιείται η αρχή διατήρησης της μάζας $\rho \cdot u_m \cdot A$ κατά μήκος μιας στροβιλομηχανής, όπου A το εμβαδό του επιπέδου που βρίσκεται στην μεσημβρινή διεύθυνση. Επιπλέον, η ροή θα πρέπει να είναι ισεντροπική κατά μήκος των συντεταγμένων ϑ και n (pitchwise, spanwise) στο εμβαδόν A , έτσι δεν θα υπάρχει κάποια οριακή συνθήκη και η ενεργή περιοχή θα συμπίπτει με την γεωμετρική. Διαφορετικά θα υπάρχει ένας συντελεστής αεροδυναμικής φραγής ο οποίος προκαλεί μείωση στην επιφάνεια ροής. Καταλήγουμε λοιπόν στην σχέση για την μαζική ροή χρησιμοποιώντας ένα συντελεστή φραγής B :

$$\dot{m} = \rho \cdot u_m \cdot A \cdot (1 - B) \quad (6)$$

Πρέπει να αναφέρουμε επίσης ότι η ανάλυση και η μελέτη πραγματοποιήθηκε σε συνθήκες μονιμής κατάστασης (steady state), οπότε ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος εφαρμόζεται ως:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \cdot \Delta(h + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2}) \quad (7)$$

Όπου τόσο η θερμική ενέργεια, όσο και το έργο μεταφέρονται στο σύστημα. Από τον ορισμό της στατικής ενθαλπίας είναι προφανές ότι το μέγεθος μέσα στην παρένθεση είναι η ολική ενθαλπία. Εξαιτίας του μικρού χρόνου παραμονής του ρευστού και της μεγάλης εναλλαγής θερμικής και κινητικής ενέργειας θεωρούμε ότι ο εξοπλισμός είναι αδιαβατικός ($Q=0$).

Συμπληρωματικά του πρώτου θερμοδυναμικού αξιώματος, εφαρμόζεται η εξίσωση Euler (όπως φαίνεται παρακάτω με την εφαρμογή του νόμου της στροφορμής), η οποία είναι ένα βασικό εργαλείο για τον υπολογισμό του έργου που εναλλάσσεται μεταξύ πτερωτής και ρευστού:

$$h_{03} = h_{02} = c_{u3} \cdot u_3 - c_{u2} u_2 \quad (8)$$

Το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα εφαρμόζεται επαληθεύοντας ότι ισχύει $\Delta s \geq 0$, το οποίο γίνεται με τον υπολογισμό των απωλειών πίεσης κάθε στοιχείου το οποίο εμφανίζεται στις επόμενες ενότητες.

Τα δεδομένα που δέχεται το μοντέλο ως είσοδο και τα αποτελέσματα που μας δίνει ως έξοδο παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.

Πίνακας 3. Δεδομένα και αποτελέσματα μοντέλου λειτουργίας (ευθύ πρόβλημα).

Είσοδος	Έξοδος
Ρευστό	Συνθήκες στην έξοδο
Ολική θερμοκρασία και πίεση στη είσοδο	Λόγος πιέσεων
Μαζική παροχή	Αποδόσεις
Στροφές άξονα	Άλλες παράμετροι λειτουργίας
Γεωμετρία	

Στα επόμενα κομμάτι της ενότητας αυτής θα περιγράψουμε για κάθε τμήμα του συμπιεστή τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του, καθώς και τις σχέσεις οι οποίες εκφράζουν την πτώση πίεσης σε κάθε μεμονωμένο κομμάτι αυτού. Στο τέλος επίσης θα παρουσιαστεί ένα διάγραμμα ροής το οποίο θα περιέχει εν συντομία τη λογική του κώδικα που αναπτύχθηκε για κάθε τμήμα του συμπιεστή.

Πριν όμως ξεκινήσουμε την ανάπτυξη του μοντέλου μας θα πρέπει να επισημάνουμε ότι η όλη μελέτη και επίλυση για το ευθύ πρόβλημα πραγματοποιήθηκε για ένα μοντέλο συμπιεστή μικρής ισχύος, με χαμηλή παροχή και αρκετά μεγάλο αριθμό στροφών. Πιο συγκεκριμένα έχουμε $\dot{m} = 3,53 \text{ kg/s}$ ενώ οι στροφές είναι $N = 75000 \text{ rpm}$.

3.2.1.2. Μοντέλο Συστήματος Προσαγωγής (Inducer Model)

Η μοντελοποίηση του συστήματος προσαγωγής έχει ως σκοπό τον υπολογισμό των ολικών θερμοδυναμικών μεγεθών στην είσοδο του συμπιεστή που προκύπτουν από τις δοθείσες στατικές συνθήκες, την γεωμετρία και το κατάλληλο μοντέλο απωλειών για το παρόν εξάρτημα του συμπιεστή. Η μοντελοποίηση ξεκίνησε λοιπόν από τα δεδομένα στην είσοδο του συμπιεστή που είναι τα στατικά θερμοδυναμικά μεγέθη όπως αυτά προέκυψαν από τις βιβλιοθήκες του EES, οι οποίες είναι βασισμένες στην εξίσωση των Span-Wagner [17] για το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι σχέσεις που περιγράφουν τη γεωμετρική μοντελοποίηση του συστήματος προσαγωγής. Αν ο δείκτης 1 αναφέρεται στην είσοδο της προσαγωγής και 2 στην έξοδο και είσοδο της περωτής, τότε το εμβαδό της επιφάνειας στην είσοδο και έξοδο της προσαγωγής δίνεται από τις σχέσεις:

$$A_1 = \pi \cdot (r_{1tip}^2 - r_{1hub}^2) \quad (9)$$

$$A_2 = (1 - B) \cdot \pi \cdot (r_{2tip}^2 - r_{2hub}^2) \quad (10)$$

Όπου r_{hub} και r_{tip} το μήκος της ακτίνας της προσαγωγής στην πλήμνη και το άκρο αντίστοιχα. Επίσης ως B έχουμε τον συντελεστή φραγής στην είσοδο της περωτής όπως προαναφέραμε πιο πάνω. Επίσης το ύψος του περυγίου το θεωρούμε σταθερό σε όλο το μήκος του συστήματος προσαγωγής το οποίο δίνεται από την σχέση:

$$h_b = A_2 / (2 \cdot \pi \cdot r_2) \quad (11)$$

Θεωρήθηκε ότι ο σκέτος δείκτης 2 αντιπροσωπεύει το ημι-άθροισμα των μεγεθών στη βάση και στην κορυφή αντίστοιχα. Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί μια σημαντική παραδοχή που χρησιμοποιήθηκε για τη δημιουργία του μοντέλου. Θεωρήσαμε γνωστή την ακτίνα στην έξοδο της περωτής $r_{3tip} = r_3 = 0,01868 \text{ m}$, οπότε με βάση αυτό το μέγεθος υπολογίστηκαν με σχέσεις αναλογίας και τα υπόλοιπα γεωμετρικά μεγέθη του συμπιεστή. Πιο συγκεκριμένα χρησιμοποιήθηκαν οι δυο παρακάτω σχέσεις αναλογίας:

$$K_1 = r_{3tip} / r_2 \quad (12)$$

$$K_2 = r_{2tip} / r_{2hub} \quad (13)$$

Με την παραπάνω διαδικασία υπολογίστηκε η βασική γεωμετρία της προσαγωγής. Έχοντας, επίσης, ως δεδομένα την μαζική παροχή και τις στροφές ανά λεπτό με τις οποίες περιστρέφεται ο άξονας του συμπιεστή, με την βοήθεια της εξίσωσης συνέχειας, αλλά μετατρέποντας κιόλας τις στροφές σε γωνιακή ταχύτητα υπολογίζουμε το τρίγωνο ταχυτήτων τόσο στην είσοδο όσο και στην έξοδο της προσαγωγής.

Τέλος, κλείνοντας τη μελέτη για την προσαγωγή θα πρέπει να αναφερθούμε στο σημαντικότερο κομμάτι της μοντελοποίησης, τον υπολογισμό των απωλειών πίεσης. Στο κομμάτι αυτό

εμφανίζονται κυρίως δύο είδη απωλειών πίεσης: απώλειες εισόδου (incidence losses) και απώλειες συστολής (contraction losses). Το πρώτο είδος απωλειών εμφανίζεται στα περύγια του συμπιεστή μεταξύ του λαιμού και της ακμής προσβολής. Οι απώλειες αυτές εμφανίζονται εξαιτίας της διαφοράς μεταξύ της (σχετικής) ροής και της γωνίας εισόδου των περυγίων. Το δεύτερο είδος εμφανίζεται λόγω της μείωσης του πεδίου ροής καθώς το διοξείδιο του άνθρακα διέρχεται μέσα από το σύστημα προσαγωγής. Οι σχέσεις που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των απωλειών είναι οι παρακάτω:

$$\omega_{incidence} = \left(1 - \frac{c_2}{w_2 \cos \beta_2}\right)^2 + \frac{Z_b \cdot t_b}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \cos \beta_2} \quad (14)$$

$$\omega_{contraction} = \left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2 \quad (15)$$

Έχοντας υπολογίσει και τις απώλειες πίεσης στο κομμάτι αυτό μπορούν να υπολογιστούν και τα ολικά θερμοδυναμικά μεγέθη (πίεση, θερμοκρασία κ.α.) τόσο στην είσοδο, όσο και στην έξοδο του συστήματος προσαγωγής, η οποία με τη σειρά της ταυτίζεται με την είσοδο στην περωτή. Τα δεδομένα αυτά θα αποτελέσουν την είσοδο για το τμήμα της περωτής και τον υπολογισμό των απωλειών των ταχυτήτων και των θερμοδυναμικών μεγεθών.

3.2.1.3. Μοντέλο Πτερωτής (Impeller model)

Το πιο σημαντικό και περίπλοκο γεωμετρικά κομμάτι στο συμπιεστή είναι ο ρότορας του φυγοκεντρικού συμπιεστή ή αλλιώς περωτή. Χρειάζεται, λοιπόν, προσεκτικός σχεδιασμός τόσο της γεωμετρίας όσο και του μοντέλου απωλειών πίεσης προκειμένου να καθοριστούν με τη μεγαλύτερη δυνατή ακρίβεια οι συνθήκες εξόδου. Εδώ ακολουθείται η μεθοδολογία του Aungier [18]. Ο σχεδιασμός της περωτής ξεκινά από τον καθορισμό μερικών γεωμετρικών στοιχείων, όπως το αξονικό μήκος και το συνολικό μήκος της περωτής, το ύψος του περυγίου στην έξοδο της περωτής, η μέση ακτίνα της περωτής στην έξοδο κ.ά. Πρέπει να επισημανθεί σε αυτό το σημείο ότι ο αριθμός των περυγίων (Z_b), καθώς και ο αριθμός των διαχωριστικών περυγίων (split vanes) έχει καθοριστεί από την αρχή του μοντέλου. Οι σχέσεις που υπολογίζουν τα παραπάνω γεωμετρικά στοιχεία είναι:

$$L_{imp} = 2 \cdot r_2 \cdot (0,08 + 1,58 \cdot \Phi) \quad (16)$$

$$L_{stage} = d_{3tip} \cdot (0,014 + 0,023 \cdot \frac{d_{3tip}}{d_{2tip}} + \Phi) \quad (17)$$

$$h_b = \frac{A_3}{2 \cdot \pi \cdot r_3} \quad (18)$$

$$r_3 = r_{3tip} \quad (19)$$

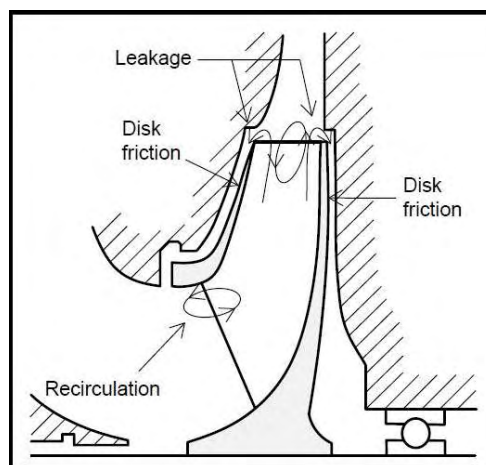
Οπού d_{3t} και d_{2t} είναι οι διάμετροι της πτερωτής στις θέσεις 3 και 2 αντίστοιχα στο σημείο του άκρου. Με Φ συμβολίζουμε το συντελεστή ροής ο οποίος δίνεται από την σχέση:

$$\Phi = \frac{c_3}{u_3} = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} \cdot \pi \cdot r_3^2 \cdot u_3} \quad (20)$$

Αφού υπολογίστηκαν τα παραπάνω μεγέθη, προχωράμε στον υπολογισμό των τριγώνων ταχύτητας στην έξοδο του ρότορα καθώς και των γωνιών με τις οποίες διέρχεται το διοξείδιο του άνθρακα από την έξοδο του ρότορα. Στο τέλος της ενότητας θα παρουσιασθεί πίνακας με τα αποτελέσματα των υπολογισμών καθώς και αναλυτικό γράφημα για τα τρίγωνα ταχυτήτων.

Για να ολοκληρωθεί ο σχεδιασμός του τμήματος του ρότορα θα πρέπει να αναλύσουμε και να περιγράψουμε το μοντέλο απωλειών πίεσης, δηλαδή τις απώλειες που υφίσταται η πίεση της ροής λόγω της φυσικής και αεροδυναμικής αλληλεπίδρασης με τα τοιχώματα των πτερυγίων.

Οι απώλειες του ρότορα κατηγοριοποιούνται σε δύο ομάδες: τις εσωτερικές και τις παρασιτικές. Οι τελευταίες δεν εμφανίζονται σε σταθερά τμήματα όπως ο διαχύτης, αλλά μόνο σε στρεφόμενα τμήματα (που είναι μόνο η φτερωτή). Οι εσωτερικές απώλειες αναφέρονται στις μη αντιστρεπτές απώλειες που εμφανίζονται λόγω διατμητικών τάσεων τριβών μέσα στο ρευστό, γεγονός που οδηγεί σε αύξηση της εντροπίας και κατ' επέκταση σε αυξημένες απώλειες ολικής πίεσης. Από την άλλη, οι παρασιτικές απώλειες έχουν σχέση με δευτερογενείς ροές μέσα στη φτερωτή, που οδηγούν σε μειωμένη αύξηση της ολικής ενθαλπίας του εργαζόμενου μέσου λόγω του μηχανικού έργου που πραγματοποιείται στο αέριο από τη φτερωτή του συμπιεστή. Υπάρχουν τρεις διαφορετικές πηγές παραγωγής παρασιτικών απωλειών: η τριβή στα τοιχώματα του δίσκου (disk friction), η ροή ανακυκλοφορίας (recirculation flow) και οι διαρροές από τα κενά των τοιχωμάτων (leakage flow). Όλες οι παραπάνω απώλειες εισάγονται στο μοντέλο υπολογισμού της πτερωτής.



Εικόνα 31. Απεικόνιση σημείων ανάπτυξης παρασιτικών απωλειών [11].

- **Απώλειες τριβής στο τοίχωμα (Wall friction losses)**

Οι απώλειες τριβής υπολογίζονται από το μοντέλο το οποίο ανέπτυξε ο Schlichting [19] όπου μας δίνει έναν συντελεστή τριβής c_f ως συνάρτηση του χαρακτηριστικού αριθμού Reynolds του αγωγού ($Re = \rho \cdot w \cdot d_H / \mu$ ως μέση τιμή μεταξύ εισόδου -εξόδου) και σχετικής τραχύτητας (ε/d_H) ώστε να καταλήξουμε αργότερα στη σχέση:

$$\omega_{fr} = 4 \cdot c_f \cdot \frac{L_{imp}}{d_H} \cdot \left(\frac{W_{pr}}{w_2}\right)^2 \quad (21)$$

Όπου L_{imp} είναι το αξονικό μήκος της περωτής και d_H είναι η μέση υδραυλική διάμετρος μεταξύ του λαιμού της περωτής και της εξόδου. Η μέση σχετική ταχύτητα W_{pr} υπολογίζεται ως $W_{pr} = \sqrt{(w_2^2 + w_3^2)/2}$.

- **Αεροδυναμικές απώλειες από τη βάση προς το ακροπερύγιο (Aerodynamic losses from hub to shroud)**

Οι αεροδυναμικές απώλειες μας δείχνουν την κλίση της πίεσης στη κατεύθυνση από την πλήμνη στο άκρο. Η κλίση αυτή της πίεσης δημιουργεί δευτερογενείς ροές οι οποίες μπορεί να προκαλέσουν αστάθεια. Οι απώλειες από την πλήμνη στο άκρο μπορεί να υπολογιστεί ως:

$$\omega_{hs} = \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{I_{ch} \cdot W_{pr}}{w_2}\right)^2 \quad (22)$$

Όπου W_{pr} είναι η μέση σχετική ταχύτητα, $I_{ch} = \frac{r_{2t} - r_{2h} + r_3}{2}$ το πλάτος του καναλιού της περωτής.

- **Blade loading losses**

Οι απώλειες αυτές προκαλούνται λόγω της εκτροπής των ροϊκών γραμμών μέσα στα κανάλια ρότορα, τα οποία προκαλούν διάχυση στην σχετική ροή.

$$\omega_{BL} = \frac{1}{24} \cdot \left(\frac{\Delta w}{w_2}\right)^2 \quad (23)$$

Όπου Δw είναι η διαφορά της ταχύτητας και υπολογίζεται $\Delta w = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot u_2 \cdot I_B}{Z_b \cdot L_{imp}}$, και I_B είναι ο συντελεστής έργου του περυγίου (blade work input coefficient).

- **Clearance losses**

Κάποιο τμήμα από τις ροές οι οποίες εξέρχονται διαφεύγει μέσα από τα κενά προς τα τμήματα του συμπιεστή με την χαμηλότερη πίεση, προκαλώντας απώλειες κενού οι οποίες υπολογίζονται ως:

$$\omega_{cl} = \frac{2 \cdot \dot{m}_{cl} \cdot \Delta p_{cl}}{\dot{m} \cdot \rho_2 \cdot w_2^2} \quad (24)$$

- **Απώλειες ανάμιξης (Mixing losses)**

Οι απώλειες της ανάμιξης εμφανίζονται στο κάτω μέρος της ακμής φυγής όπου η προσκολλημένη στα πτερύγια ροή μπορεί να αναμιχθεί με την ελεύθερη ροή. Αυτός ο συντελεστής απώλειας πίεσης μοντελοποιείται ως μια απότομη επέκταση για την οποία το μέγεθος του αυλακιού πρέπει να ληφθεί υπόψιν. Οι απώλειες αυτές υπολογίζονται από την σχέση:

$$\omega_{mix} = \left(\frac{c_{3r,wake} - c_{3r,mix}}{w_2} \right)^2 \quad (25)$$

Η ανάμιξη περιέχει δύο ταχύτητες :

$$c_{3r,wake} = \sqrt{w_3^2 - w_{3u}^2} \quad (26)$$

$$c_{3r,mix} = c_{3,rad} \cdot \frac{A_3}{\pi \cdot d_{3t} \cdot b_{h,3}} \quad (27)$$

3.2.1.4. Μοντέλο Διαχύτη

Δύο είναι οι διακριτές κατηγορίες διαχυτών που συναντώνται σε εφαρμογές στροβιλομηχανών, οι διαχύτες με πτερύγωση και αυτοί χωρίς πτερύγωση. Όπως είναι γνωστό και στη βιομηχανία είναι πολύ ξεκάθαρη η διαδικασία επιλογής διαχύτη για φυγοκεντρικό συμπιεστή. Ο διαχύτης χωρίς πτερύγωση είναι επικρατέστερος για τις περιπτώσεις όπου έχουμε μεγάλο εύρος λειτουργίας, χαμηλό λόγο συμπίεσης στην έξοδο του συμπιεστή και αρκούμαστε σε σχετικά χαμηλό αλλά σταθερό βαθμό απόδοσης σε όλο το εύρος λειτουργίας. Σε αντίθετη περίπτωση επικρατεί ο διαχύτης με πτερύγωση. Οι διαχύτες με πτερύγωση όπως είναι γνωστό βρίσκουν εφαρμογές στην αεροδιαστημική λόγω της συμπαγούς φύσης τους. Σκοπός είναι η μετατροπή της κινητικής ενέργειας που προέρχεται από τις υψηλές ταχύτητες εξόδου της πτερωτής σε αύξηση της στατικής πίεσης με διάχυση στην έξοδο. Ο σχεδιασμός τους πρέπει να είναι πολύ προσεκτικός εφόσον αποτελούν ένα κομμάτι του συμπιεστή το οποίο περιορίζει τη απόδοση και το εύρος λειτουργίας του συστήματος εφόσον καθορίζει την γραμμή στραγγαλισμού (choking line). Παρ' όλα αυτά στους σύγχρονους συμπιεστές η παραπάνω φιλοσοφία σχετικά με την ύπαρξη ή όχι πτερύγωσης θα αλλάξει λόγω των υψηλών επιπέδων κινητικής ενέργειας που εξαρτώνται από τον τρόπο διαχείρισης της απώλειας στήριξης του συμπιεστή στον αεροδυναμικό σχεδιασμό.

Οι διαχύτες με πτερύγωση μπορούν να χωριστούν σε δύο κατηγορίες :

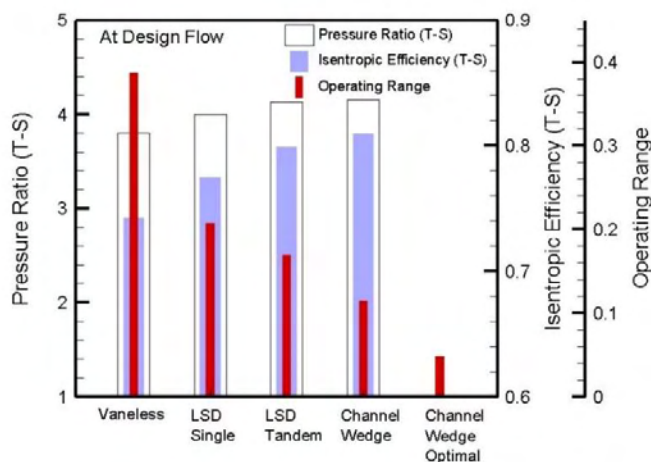
- High-solidity vaned diffuser
 - Channel-wedge (or vane island)
 - Cambered airfoil
 - Pipe

- Low-solidity vaned diffuser
 - Single row
 - Tandem row
 - Rib (or part span)

Τα πτερύγια τύπου σφήνας αποτελούν την πιο δημοφιλή επιλογή σε περιπτώσεις πολύ υψηλών ταχυτήτων στην έξοδο του ρότορα (διηχητική ροή) όπου το ζητούμενο είναι η μεγιστοποίηση της απόδοσης παρά τους περιορισμούς στην λειτουργικότητα. Αυτός ο τύπος πτερυγίων εμφανίζεται συχνά σε εφαρμογές αεριοστρόβιλων όπου οι συνθήκες λειτουργίας δεν είναι τόσο μεταβλητές όπως στους στροβιλοϋπερπληρωτές των αυτοκινήτων (όπου προτιμάται διαχύτης χωρίς πτερύγωση, αφού το εύρος λειτουργίας ξεκινά από μηδενικές στροφές και καταλήγει σε πολλές δεκάδες χιλιάδες rpm). Τα πτερύγια τύπου αεροτομής είναι σχεδόν συγκρίσιμα με αυτά τύπου σφήνας, αλλά μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε πιο συμπαγείς εφαρμογές όπου ο χώρος είναι πιο μικρός λόγω της κυρτής τους διαμόρφωσης. Σε περίπτωση όπου δεν γίνει σωστός σχεδιασμός στο διαχύτη με πτερύγια τύπου αεροτομής υπάρχει πιθανότητα να γίνει υψηλή διάχυση στην επιφάνεια αναρρόφησης ενώ ξαφνικά οι απώλειες ανάμιξης λόγω εκτόνωσης στην εκφόρτιση θα μειωθούν. Οι διαχύτες τύπου αγωγού χρησιμοποιήθηκαν σε συγκεκριμένες εφαρμογές παρ' όλα αυτά εγκαταλείφθηκαν λόγω της μη-αποτελεσματικότητας τους.

Οι διαχύτες τύπου LSD (Low Solidity Diffuser) είναι αρκετά πιο δημοφιλείς σε βιομηχανικούς φυγοκεντρικούς συμπιεστές όπου είναι ζητούμενη και η αποδοτικότητα και η λειτουργικότητα. Όπως εύκολα μπορεί να υποθεί οι LSD παρουσιάζουν συμπεριφορά ανάμεσα στον διαχύτη με πτερύγια τύπου σφήνας και του διαχύτη χωρίς πτερύγωση. Βέβαια όταν η διάταξη είναι κατάλληλη (σειρές και ο ένας πίσω από τον άλλο) η συμπεριφορά του διαχύτη είναι πολύ κοντά σε αυτή του διαχύτη με σφηνοειδή πτερύγωση. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι διαχύτες LSD με μονή σειρά πτερύγωσης χρειάζονται και έναν επιπλέον διαχύτη χωρίς πτερύγωση για επιπλέον διάχυση στην έξοδο, διαφορετικά η ολική απόδοση θα ελαττωθεί.

Παρακάτω παρατίθεται ένα συγκριτικό διάγραμμα με την συμπεριφορά-λειτουργία-απόδοση των διαφόρων τύπου διάχυτων.



Εικόνα 32. Συμπεριφορά-λειτουργία-απόδοση των διαφόρων τύπου διάχυτων.

Αρχικά πραγματοποιείται η μελέτη του διαχύτη χωρίς πτερύγωση. Το τμήμα αυτό υπάρχει σε κάθε φυγοκεντρικό συμπιεστή λειτουργώντας ως ο μόνος διαχύτης ή ως το ενδιάμεσο πέρασμα μεταξύ του διαχύτη και του ρότορα. Παρά το μικρό μέγεθος του, εμφανίζονται μη-αμελητέες απώλειες, εφόσον η ροή προκαλεί μικρότερες ροές που απέχουν πολύ από το να είναι ακτινικές. Έτσι και οι απώλειες αυτές θα πρέπει να ληφθούν υπόψη στο σχεδιασμό. Το μήκος του τμήματος αυτού υπολογίζεται από την διαφορά των ακτινών του ρότορα και του διαχύτη ($r_4 - r_3$), ενώ το ύψος του είναι ίσο με το ύψος του πτερυγίου στην έξοδο του ρότορα.

Όσον αφορά τις απώλειες πίεσης το μόνο είδος απωλειών που εμφανίζεται είναι αυτό των απωλειών τριβής τοιχώματος. θα χρησιμοποιηθεί η σχέση:

$$\omega_{FR,vl} = 4 \cdot c_f \cdot \left(\frac{r_4 - r_3}{d_{H,vl}} \right) \cdot \left(\frac{c_{vl}}{c_3} \right)^2 \quad (28)$$

Όπου c_f είναι ο συντελεστής τριβής για τον κομμάτι αυτό, $d_{H,vl}$ είναι η μέση υδραυλική διάμετρος, και c_{vl} είναι η μέση απόλυτη ταχύτητα από την έξοδο του ρότορα και την είσοδο του διαχύτη με πτερύγωση.

Η βασική λειτουργία του διαχύτη είναι η μετατροπή της κινητικής ενέργειας που μεταβιβάζεται στο ρευστό από την πτερωτή σε στατική ενθαλπία. Αυτή η μετατροπή μπορεί να πραγματοποιηθεί από τον διαχύτη χωρίς πτερύγωση, παρ' όλα αυτά ένας διαχύτης με πτερύγωση πολύ καλά σχεδιασμένος επιφέρει σημαντικά μεγαλύτερη απόδοση στην ανάκτηση πίεσης. Η παράμετρος E , που παρουσιάστηκε από τον Aungier [20] είναι μια χρήσιμη ερμηνεία ώστε να αξιολογήσουμε τα οφέλη του διαχύτη με πτερύγωση σε σχέση με αυτόν χωρίς.

$$E = \frac{R^2 \cdot (A_R^2 - 1)}{A_R^2 \cdot (R^2 - 1)} \quad (29)$$

Όπου R ο λόγος των ακτινών και A_R ο λόγος επιφανειών του διαχύτη. Για την ανάλυση του διαχύτη θα ακολουθηθεί η ίδια διαδικασία με αυτή που ακολουθήθηκε για την πτερωτή. Η ανάλυση του μοντέλου θα βασίζεται στους νόμους διατήρησης και στον συντελεστή απώλειας πίεσης για το τμήμα του διαχύτη.

Παρακάτω παρουσιάζονται οι σχέσεις που χρησιμοποιήθηκαν για τη γεωμετρική μοντελοποίηση του διαχύτη. Το πρώτο μέγεθος που θα αναφέρεται είναι το μήκος της χορδής των πτερυγίων του διαχύτη: $C = Sol \cdot s$

Όπου

$$s = \frac{2 \cdot \pi \cdot (r_5 - r_4)}{Z_D \cdot \ln\left(\frac{r_5}{r_4}\right)}$$

$$Sol = \frac{Z_D}{3} \cdot \left(\frac{r_5 - r_4}{2 \cdot r_4 \cdot \cos\left(\frac{\alpha_4 + \alpha_5}{2}\right)} \right)$$

Ενώ υπάρχουν άλλοι δύο συντελεστές, οι οποίοι μαζί με τον συντελεστή E μας βοηθάνε να γνωρίζουμε αν είναι σωστός ο σχεδιασμός του διαχύτη:

$$2 \cdot \vartheta_C = 2 \cdot \tan^{-1} \left(\frac{r_5 \cdot \frac{b_5}{b_4} - r_4}{2 \cdot C} \right)$$

$$L = \left(\frac{2 \cdot \pi}{c_4 - c_5} \right) \cdot \left(\frac{r_4 \cdot c_{4,m} - r_5 \cdot c_{5,m}}{Z_D \cdot C} \right)$$

Για να είναι σωστός ο σχεδιασμός του συμπιεστή πρέπει οι τρεις αυτοί συντελεστές να έχουν τιμές ανάμεσα στα όρια όπως αυτά παρουσιάζονται παρακάτω:

$$\begin{array}{ll} E & 1,5 \div 1,7 \\ 2 \cdot \vartheta_C & \leq 11^\circ \\ L & \leq 1/3 \end{array}$$

Στο κομμάτι λοιπόν αυτό της εργασίας θα περιγράψουμε τους συντελεστές απωλειών πίεσης του διαχύτη καθώς και τους λόγους για τους οποίους εμφανίζονται. Τα κυριότερα είδη απωλειών είναι: απώλειες εισόδου, απώλειες ανάμιξης, απώλειες τριβής τοιχωμάτων και απώλειες φραγής.

- **Απώλειες εισόδου (Incidence losses)**

Ακολουθώντας την ίδια φιλοσοφία και με τον ρότορα, οι απώλειες εισόδου είναι απόρροια πρώτον της διαφοράς μεταξύ της πραγματικής γωνίας ροής και της βέλτιστης γωνίας, και δεύτερον της απότομης συστολής που προκαλείται από την ακμή προσβολής των πτερυγίων του διαχύτη. Οι απώλειες εισόδου υπολογίζονται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$\omega_{inc,diff} = \omega_{inc,min} + 0,8 \cdot \left(\frac{c_4 - c_4^*}{c_4} \right)^2 \quad (30)$$

$$\omega_{inc,min} = 0,8 \left(\frac{c_4 - c_4^*}{c_4} \right)^2 + \left(\frac{Z_D - t_{b,4}}{2 \cdot \pi \cdot r_4} \right)^2 \quad (31)$$

$$\text{Όπου} \quad c_4^* = c_4 / \sqrt{(\cos \beta_4 \cdot \cos \alpha_4)} \quad (32)$$

- **Απώλειες τριβών (Wall friction losses)**

Στην πορεία μελετήθηκαν οι απώλειες λόγω τριβών στα τοιχώματα, οι οποίες υπολογίζονται από τη σχέση:

$$\omega_{FR,diff} = 4 \cdot c_f \cdot \left(\frac{r_5 - r_4}{d_{H,diff}} \right) \cdot \left(\frac{c_{diff}}{c_4} \right)^2 \quad (33)$$

Εύκολα παρατηρεί κανείς ότι η παραπάνω εξίσωση είναι παρόμοια με αυτή που χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό των απωλειών του ρότορα.

- **Απώλειες Ανάμιξης (Mixing losses)**

Ως συνέπεια της διαδικασίας ανάμιξης των ρευμάτων στο κάτω μέρος της ακμής φυγής των πτερυγίων του διαχύτη έχουμε αύξηση των απωλειών πίεσης. Η σχέση που υπολογίζει τις απώλειες αυτές είναι:

$$\omega_{mix,diff} = \left(\frac{c_{5,rad,wake} - c_{5,rad,mix}}{c_5} \right)^2 \quad (34)$$

Όπου οι δύο παραπάνω ταχύτητες είναι οι ταχύτητες στη γωνιακή διεύθυνση στην έξοδο του διαχύτη για τον όμορρο και το ρεύμα ανάμιξης. Πιο συγκεκριμένα έχουμε:

$$c_{5,rad,wake} = \sqrt{(c_5^2 - c_{5,rad}^2)} \quad (35)$$

$$c_{5,rad,mix} = c_{5,rad} \cdot \frac{A_5}{\pi \cdot d_5 \cdot b_5} \quad (36)$$

- **Απώλειες φραγής (Blockage losses)**

Τέλος, εμφανίζονται οι απώλειες φραγής στην έξοδο του διαχύτη και υπολογίζονται από τη σχέση :

$$\omega_{L,diff} = \left(\frac{\Lambda_{diff} - 1 - c_{5,rad}}{c_5} \right)^2 \quad (37)$$

Όπου ο συντελεστής $\Lambda_{diff} = 2,5$.

3.2.1.5. Αποτελέσματα

Στην ενότητα αυτή θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την επίλυση του ευθέως προβλήματος. Τα αποτελέσματα θα περιέχουν συγκεντρωτικά τα θερμοδυναμικά στοιχεία για κάθε ένα κομμάτι του συμπιεστή, τα τρίγωνα ταχυτήτων του ρευστού καθώς και τη συνολική γεωμετρία.

Ξεκινώντας λοιπόν από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συμπιεστή όπως αυτά καθορίστηκαν για την επίλυση του προβλήματος. Στον πίνακα περιέχονται όλες οι βασικές γεωμετρικές για κάθε τμήμα του συμπιεστή, από τον αριθμό πτερυγίων και τις διαστάσεις τους μέχρι τις γωνίες των πτερυγίων βάσει των οποίων διέρχεται το ρευστό μέσα από τον συμπιεστή.

Πίνακας 4. Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά Συμπιεστή

Γεωμετρία Συστήματος Προσαγωγής	
Ακτίνα Συστήματος Προσαγωγής στη βάση [mm]	3,66
Ακτίνα Συστήματος Προσαγωγής στην μέση ακτίνα [mm]	6,519
Ακτίνα Συστήματος Προσαγωγής στην κορυφή [mm]	9,37
Γωνία περυγίου στην ακμή προσβολής στου συστήματος προσαγωγής [deg]	
Γεωμετρία Ρότορα	
Αριθμός Πτερυγίων	12
Αριθμός Διαχωριστικών Πτερυγίων	12
Ακτίνα στην Είσοδο του ρότορα στην πλήμνη [mm]	2,53
Ακτίνα στην Είσοδο του ρότορα στην κορυφή [mm]	9,37
Ακτίνα στην Έξοδο του ρότορα [mm]	18,6
Γωνία περυγίου της ακμής προσβολής του ρότορα στη βάση [deg]	18,89
Γωνία περυγίου της ακμής προσβολής του ρότορα στη μέση ακτίνα [deg]	38,82
Γωνία περυγίου της ακμής προσβολής του ρότορα στην κορυφή [deg]	51,72
Γωνία περυγίου της ακμής φυγής του ρότορα [deg]	85
Αξονικό μήκος ρότορα [mm]	8,129
Πάχος περυγίου [mm]	0,7
Ύψος περυγίου του ρότορα στην ακμή φυγής [mm]	9,34
Διάκενο στην κορυφή του ρότορα [mm]	-
Γεωμετρία Διαχύτη	
Αριθμός περυγίων διαχύτη	17
Ακτίνα στην είσοδο του διαχύτη [mm]	20,18
Ακτίνα στην έξοδο του διαχύτη [mm]	30,58
Γωνία περυγίου στην είσοδο του διαχύτη [deg]	71,5
Γωνία περυγίου στην έξοδο του διαχύτη [deg]	42,44

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του ρευστού σε όλα τα τμήματα του συμπιεστή. Ο πίνακας περιέχει τα στατικά και τα ολικά θερμοδυναμικά μεγέθη.

Πίνακας 5. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά στα τμήματα του συμπιεστή

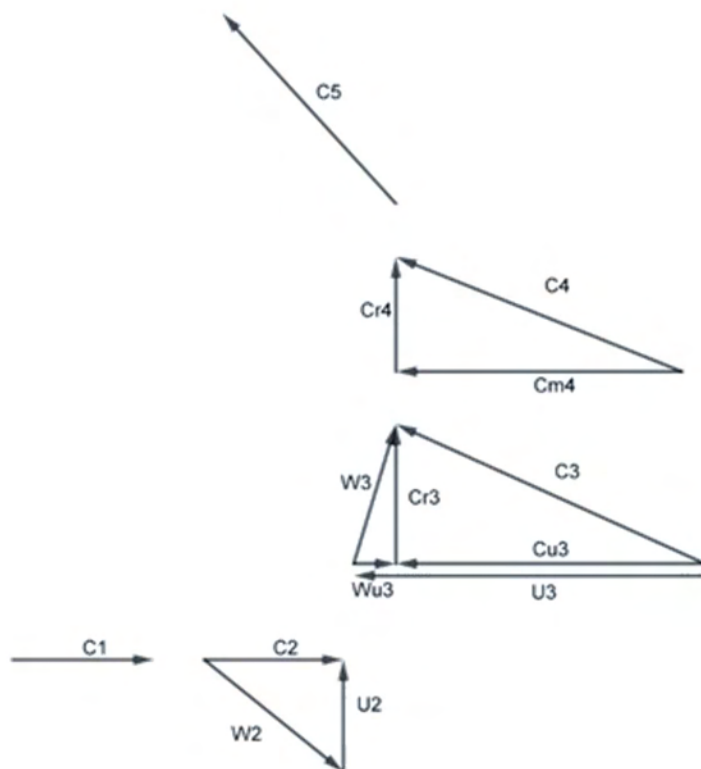
	P_i (MPa)	T_i (K)	ρ_i (kg/m ³)	h_i (kJ/kg)	P_{oi} (MPa)	T_{oi} (K)	h_{oi} (kJ/kg)
1	7,69	312	255,7	-97649	7,68	312,4	-95903
2	7,27	308,47	242,5	-97589	7,689	312,41	-95903
3	10,5	335,01	305,3	-86840	14,15	353,969	-82432
4	10,65	333,9	320,2	-92115	13,757	352,338	-82432
5	10,43	334,39	327,3	-86094	11,43	341,250	-82432

Μετά τα θερμοδυναμικά μεγέθη σειρά έχουν τα τρίγωνα ταχυτήτων. Ακολουθεί ο πίνακας που περιέχει τις συνιστώσες της ταχύτητας και στα τρία επίπεδα αναφοράς (απόλυτο, σχετικό, γωνιακό) στα οποία πραγματοποιήθηκε η ανάλυσή μας.

Πίνακας 6. Ταχύτητες εργαζόμενου ρευστού στο συμπιεστή

Επιμέρους τμήμα συμπιεστή	C_i	W_i	U_i	C_{ui}	C_{rad}	W_{ui}
1	59,11	-	-	-	-	-
2	58,08	74,5	46,73	0	-	-
3	153,1	58,3	146,7	141,6	58,08	5,081
4	139,2	-	-	-	46,7	-
5	116	-	-	-	85,58	-

Στην παρακάτω εικόνα παρουσιάζονται τα τρίγωνα ταχυτήτων, όπως αυτά εμφανίζονται καθώς το εργαζόμενο ρευστό διέρχεται από τον φυγοκεντρικό συμπιεστή, από το σύστημα προσαγωγής έως και την έξοδο του διαχύτη.



Εικόνα 33. Τρίγωνα ταχυτήτων όπως προέκυψαν για όλα τα τμήματα του συμπιεστή, ξεκινώντας από κάτω προς τα πάνω.

Τέλος κλείνοντας το κομμάτι των αποτελεσμάτων παρουσιάζονται συγκεντρωτικά όλες οι σχέσεις που χρησιμοποιήθηκαν για τη δημιουργία και τον υπολογισμό του μοντέλου απωλειών πίεσης του συμπιεστή.

Πίνακας 7. Συγκεντρωτικός πίνακας απωλειών πίεσης του συμπιεστή.

Απώλειες Φυγοκεντρικού Συμπιεστή		
Σύστημα Προσαγωγής		
Incidence losses	$\omega_{incidence} = [1 - \frac{c_2}{w_2 \cos \beta_2}]^2 + \frac{Z_b \cdot t_b}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot \cos \beta_2}$	[18]
Contraction losses	$\omega_{contraction} = [1 - \frac{A_2}{A_1}]^2$	[21]
Πτερωτή		
Blade Loading losses	$\omega_{BL} = \frac{1}{24} \cdot (\frac{\Delta w}{w_2})^2$	[18]
Aerodynamic Loading losses	$\omega_{hs} = \frac{1}{6} \cdot (\frac{I_{ch} \cdot W_{pr}}{w_2})^2$	[18]
Mixing losses	$\omega_{mix} = (\frac{c_{3r,wake} - c_{3r,mix}}{w_2})^2$	[18]
Friction losses	$\omega_{fr} = 4 \cdot c_f \cdot \frac{L_{imp}}{d_H} \cdot (\frac{W_{pr}}{w_2})^2$	[19]
Clearance losses	$\omega_{cl} = \frac{2 \cdot \dot{m}_{cl} \cdot \Delta p_{cl}}{\dot{m} \cdot \rho_2 \cdot w_2^2}$	[18]
Διαχύτης Χωρίς Πτερύγωση		
Friction losses	$\omega_{FR,vl} = 4 \cdot c_f \cdot (\frac{r_4 - r_3}{d_{H,vl}}) \cdot (\frac{c_{vl}}{c_3})^2$	[18]
Διαχύτης Με Πτερύγωση		
Blockage losses	$\omega_{L,diff} = (\frac{\Lambda_{diff} - 1 - c_{5,rad}}{c_5})^2$	[18]
Friction losses	$\omega_{FR,diff} = 4 \cdot c_f \cdot (\frac{r_5 - r_4}{d_{H,diff}}) \cdot (\frac{c_{diff}}{c_4})^2$	[19]
Incidence losses	$\omega_{inc,diff} = \omega_{inc,min} + 0.8 (\frac{c_4 - c_4^*}{c_4})^2$	[21]
Mixing losses	$\omega_{mix,diff} = (\frac{c_{5,rad,wake} - c_{5,rad,mix}}{c_5})^2$	[18]

3.2.2. Μοντέλο απόδοσης φυγοκεντρικού συμπιεστή με υπερκρίσιμο CO₂: Αντίστροφο Πρόβλημα

Στην ενότητα αυτή θα ασχοληθούμε με την μελέτη του δεύτερου προβλήματος που χρειάστηκε ώστε να λυθεί το αντίστροφο πρόβλημα, όπου θα προκύψουν τα βασικά γεωμετρικά και λειτουργικά μεγέθη για τον μεγάλο συμπιεστή ο οποίος θα χρησιμοποιηθεί στον κύκλο Brayton με επανασυμπίεση των 600 MWth που μελέτησε ο Dostal. Έτσι ολοκληρώνεται ο σχεδιασμός του μονοδιάστατου μοντέλου του συμπιεστή, καθώς προκύπτουν τα απαραίτητα δεδομένα για να προχωρήσουμε στην δημιουργία του τρισδιάστατου μοντέλου και στη ρευστοδυναμική ανάλυση.

Όπως αναφέρθηκε και στην αρχή του κεφαλαίου, σκοπός του προβλήματος είναι να χρησιμοποιηθούν τα θερμοδυναμικά στοιχεία του ρευστού, η μαζική παροχή, η ταχύτητα περιστροφής του ρότορα κ.α., ώστε να προσδιοριστεί η βασική γεωμετρία του συμπιεστή. Η ανάπτυξη του μοντέλου μας ξεκινά από τις συνθήκες με τις οποίες το ρευστό εισέρχεται και εξέρχεται από τον συμπιεστή, όπως αυτές προέκυψαν από τον προκαταρκτικό σχεδιασμό και παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

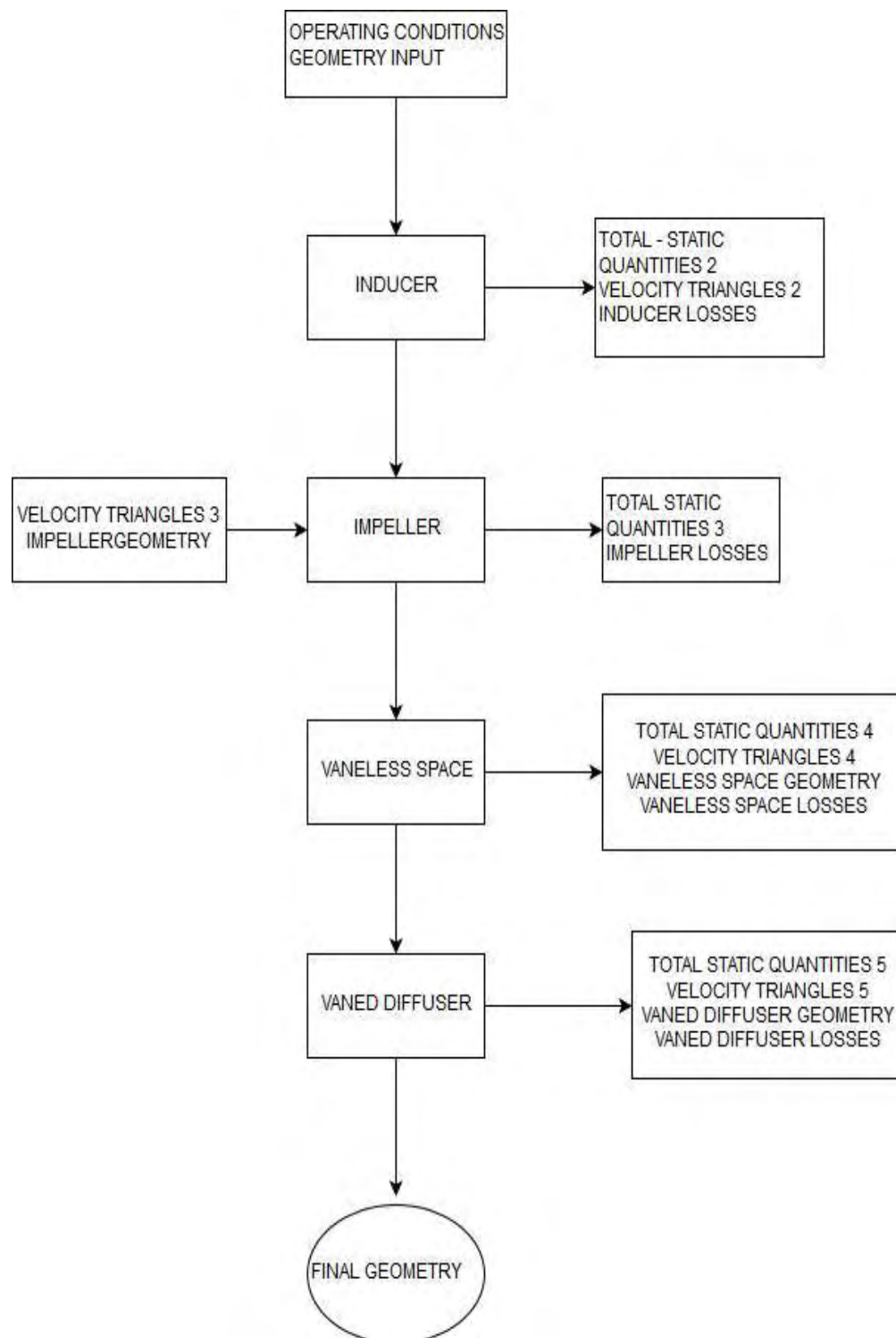
Πίνακας 8. Συνθήκες sCO₂ στην είσοδο και έξοδο του συμπιεστή.

	P_i (MPa)	T_i (K)	ρ_i (kg/m ³)	h_i (kJ/kg)	P_{0i} (MPa)	T_{0i} (K)	h_{0i} (kJ/kg)
Είσοδος περωτής	7,816	305	637,1	-207724	8,61	305,1	-206474
Έξοδος διαχύτη	20	338,2	691,4	-169493	20,86	342,1	-162344

Σε αυτό το σημείο πρέπει επίσης να αναφέρουμε ότι χρησιμοποιήθηκαν διαφορετική μαζική παροχή και αριθμό στρωφών για το συμπιεστή καθώς και διαφορετική τάξη μεγέθους για τις διαστάσεις του συμπιεστή, ώστε να μπορεί το μοντέλο μας να λειτουργήσει για μεγάλες παροχές υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα. Πιο συγκεκριμένα η μαζική παροχή αυξήθηκε πλέον πολύ σημαντικά σε $\dot{m} = 1908.1 \text{ kg/s}$, ενώ αντίστοιχα οι στρόφες ανά λεπτό μειώθηκαν σε $N = 3600 \text{ rev/min}$. Όσον αφορά το μοντέλο απώλειών πίεσης χρησιμοποιήθηκαν οι συντελεστές όπως αυτοί προέκυψαν από την επίλυση του ευθέος προβλήματος.

Με την βοήθεια του προκαταρκτικού σχεδιασμού και του διαγράμματος Balje [13] καταλήξαμε στον προσδιορισμό των δύο αυτών μεγεθών, δηλαδή του ειδικού αριθμού στρωφών και της ειδικής διαμέτρου ώστε να προκύψει ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης $\eta_s = 85\%$. Για να επιτύχουμε αυτό το βαθμό απόδοσης έχουμε $N_s = 0.7$ και $D_s = 4$. Επίσης ο αριθμός στρωφών επιλέχθηκε ώστε ο συμπιεστής να μπορεί να περιστρέφεται μόνος του χωρίς την χρήση κάποιου κιβωτίου ταχυτήτων.

Ο τρόπος με τον οποίο αναπτύξαμε και επιλύσαμε το αντίστροφο πρόβλημα ακολουθεί σε ένα διάγραμμα ροής που περιγράφει την λογική γύρω από την οποία δημιουργήθηκε ο κώδικας του αντίστροφου προβλήματος.



Εικόνα 34. Διάγραμμα ροής μοντέλου αντίστροφου προβλήματος.

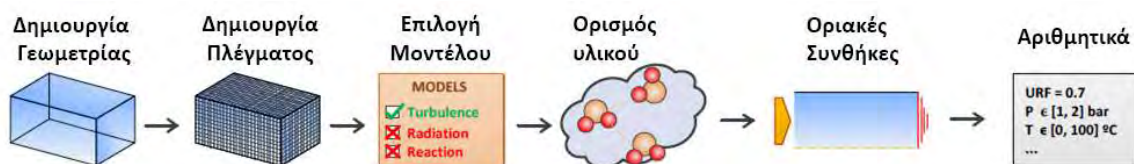
Μετά από αυτή τη σύντομη ανάλυση του αντίστροφου προβλήματος, ακολουθεί ένας αναλυτικός πίνακας με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συμπίεστη όπως αυτά προέκυψαν από την επίλυση του προβλήματος. Παρατηρείται εύκολα ότι πρόκειται για ένα πολύ μεγαλύτερο μοντέλο συμπίεστη από αυτό που προέκυψε από την επίλυση του ευθέος προβλήματος, αφού η παροχή μάζας αλλά και ο λόγος συμπίεσης είναι πολύ μεγαλύτερος.

Πίνακας 9. Γεωμετρικά χαρακτηριστικά συμπίεστη από το αντίστροφο πρόβλημα.

Γεωμετρία Συστήματος Προσαγωγής	
Ακτίνα Συστήματος Προσαγωγής στη βάση [mm]	144,7
Ακτίνα Συστήματος Προσαγωγής στη μέση ακτίνα [mm]	172,3
Ακτίνα Συστήματος Προσαγωγής στην κορυφή [mm]	200
Γωνία πτερυγίου στην ακμή προσβολής στου συστήματος προσαγωγής [deg]	
Γεωμετρία Πτερωτής	
Αριθμός Πτερυγίων	17
Αριθμός Διαχωριστικών Πτερυγίων	17
Ακτίνα στην Είσοδο της πτερωτής στη βάση [mm]	80
Ακτίνα στην Είσοδο της πτερωτής στην κορυφή [mm]	200
Ακτίνα στην Έξοδο της πτερωτής [mm]	392
Γωνία πτερυγίου της ακμής προσβολής της πτερωτής στη βάση [deg]	46.25
Γωνία πτερυγίου της ακμής προσβολής της πτερωτής στη μέση ακτίνα [deg]	61.32
Γωνία πτερυγίου της ακμής προσβολής της πτερωτής στην κορυφή [deg]	69.05
Γωνία πτερυγίου της ακμής φυγής της πτερωτής [deg]	69.75
Αξονικό μήκος ρότορα [mm]	127.6
Πάχος πτερυγίου [mm]	1
Ύψος πτερυγίου της πτερωτής στην ακμή φυγής [mm]	19.6
Διάκενο στην κορυφή της πτερωτής [mm]	0.254
Γεωμετρία Διαχύτη	
Αριθμός πτερυγίων διαχύτη	25
Ακτίνα στην είσοδο του διαχύτη [mm]	440
Ακτίνα στην έξοδο του διαχύτη [mm]	635
Γωνία πτερυγίου στην είσοδο του διαχύτη [deg]	45
Γωνία πτερυγίου στην έξοδο του διαχύτη [deg]	45

ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ

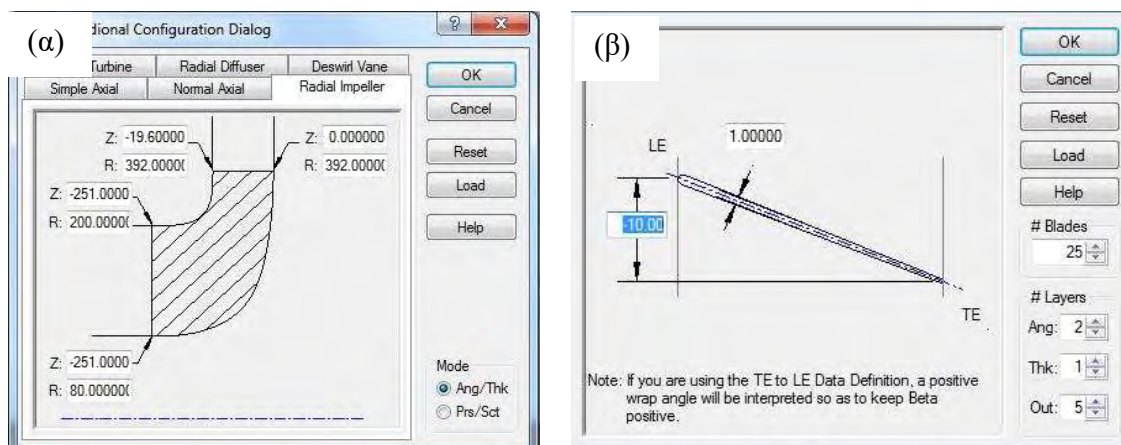
Μετά την ολοκλήρωση του σχεδιασμού και της υπολογιστικής διαδικασίας της βαθμίδας του φυγοκεντρικού συμπιεστή, σειρά έχει η μελέτη των τρισδιάστατων ρευστομηχανικών φαινομένων της βαθμίδας του συμπιεστή. Βασικό εργαλείο για την πραγματοποίηση της ρευστοδυναμικής ανάλυσης (CFD) είναι το εμπορικό λογισμικό ANSYS. Η δημιουργία της γεωμετρίας και του πλέγματός έγινε επίσης στη σουίτα του ANSYS. Πιο συγκεκριμένα, η γεωμετρία του ρότορα αλλά και του διαχύτη υλοποιήθηκε με τη χρήση του υποπρογράμματος BladeGen, όπου ως δεδομένα χρησιμοποιήθηκαν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά όπως αυτά προέκυψαν από την δισδιάστατη ανάλυση. Το πλέγμα και για τα δύο αυτά τμήματα του συμπιεστή δημιουργήθηκε στο ANSYS Turbogrid, το οποίο εξειδικεύεται σε πλέγματα στροβιλομηχανών. Τέλος για τη ρευστοδυναμική επίλυση και την εξαγωγή των αποτελεσμάτων χρησιμοποιήθηκε ο επίλυτής του CFX. Μετά την ολοκλήρωση της ανάλυσης πραγματοποιήθηκε και παραμετρική ανάλυση για τη βαθμίδα και προέκυψε ο χαρακτηριστικός χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή.



Εικόνα 35. Γενική διαδικασία υπολογιστικής ρευστομηχανικής

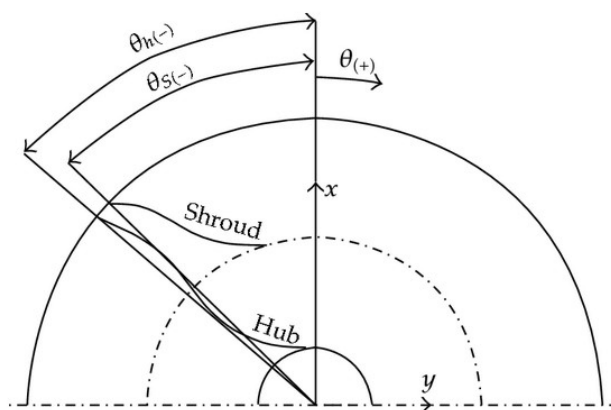
4.1. Δημιουργία Γεωμετρίας

Στην ενότητα αυτή θα περιγράψουμε με ακρίβεια την διαδικασία που ακολουθήσαμε για την δημιουργία του τρισδιάστατου μοντέλου της περωτής και του διαχύτη. Τα δεδομένα για την δημιουργία και σχεδίαση των τμημάτων αυτών του συμπιεστή προέκυψαν από την επίλυση του μονοδιάστατου μοντέλου όπως περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο.



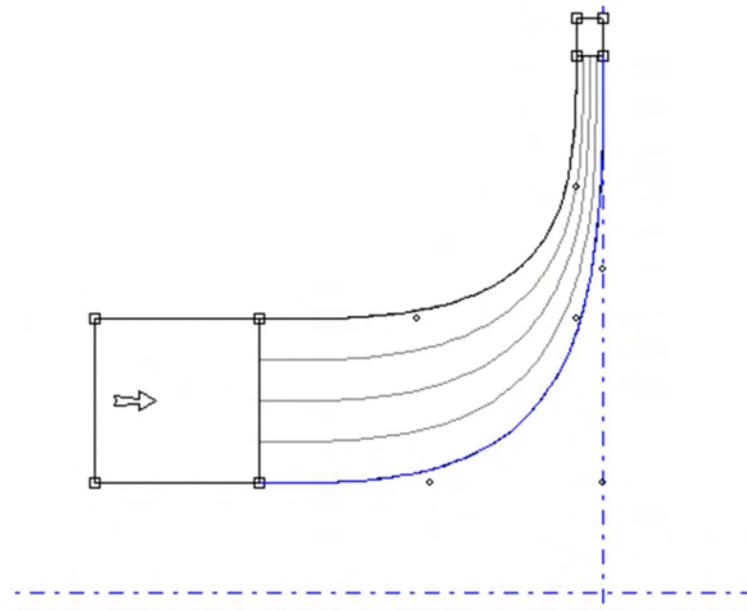
Εικόνα 36. α) Γεωμετρικά χαρακτηριστικά στο Bladegen και β) πάχος πτερυγίου και wrap angle.

Όπως φαίνεται και στην παραπάνω εικόνα ο χρήστης θα πρέπει να ορίσει κάποια βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά της πτερωτής, όπως η ακτίνα στην είσοδο στην πλήμνη και το ακροπτερύγιο, η ακτίνα στην έξοδο της πτερωτής, το ύψος του πτερυγίου στην έξοδο καθώς και το αξονικό μήκος της πτερωτής. Σε επόμενη καρτέλα καλούμαστε να ορίσουμε το πάχος του πτερυγίου καθώς και το theta που είναι η γωνία μεταξύ ακμής φυγής και ακμής προσβολής (wrap angle) (Εικόνα 37).



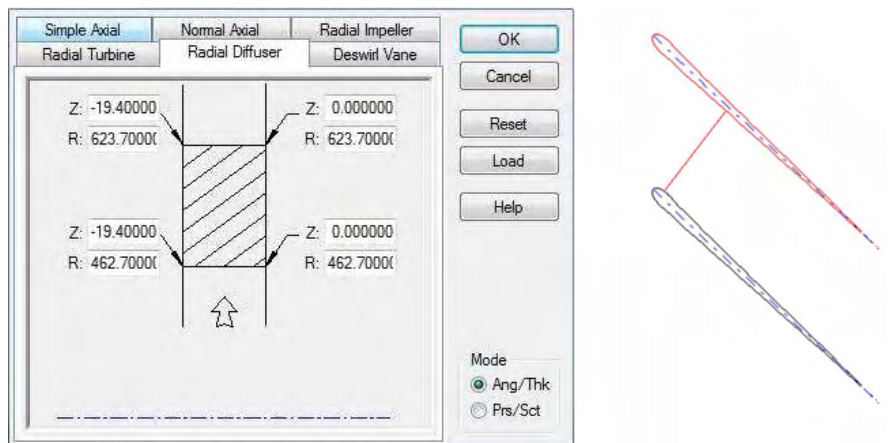
Εικόνα 37. Γωνία μεταξύ ακμής φυγής και ακμής προσβολής (Wrap angle).

Αφού έχει δημιουργηθεί η αρχική μορφή της πτερωτής, μέσα από το κυρίως μενού του Bladegen θα προσδιοριστούν οι γωνίες των πτερυγίων στην ακμή προσβολής και την ακμή φυγής ώστε να πάρει η πτερωτή το τελικό της σχήμα. Η σχεδίαση του ρότορα θα γίνει σε τρία επίπεδα: στη βάση, στη μέση γραμμή και στην κορυφή. Σε κάθε επίπεδο για την ακμή φυγής αλλάζουμε την μεταβλητή Beta βάζοντας στη θέση της τη γωνία πτερυγίου (β) που προέκυψε από την επίλυση του μονοδιάστατου μοντέλου με αρνητικό πρόσημο, ενώ στην ακμή φυγής αλλάζουμε τη μεταβλητή theta η οποία εκφράζει το wrap angle και μεταβάλλεται μέχρι να προσδιοριστεί το μήκος πτερυγίου που έχει υπολογιστεί.



Εικόνα 38. Μεσημβρινή όψη περωτής στο BladeGen.

Όσον αφορά τον διαχύτη, η δημιουργία του έγινε επίσης με την βοήθεια του Bladegen. Η σχεδίαση και σε αυτή την περίπτωση έγινε σε τρία επίπεδα, στη βάση, στη μέση γραμμή και στην κορυφή, σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη λύση του μονοδιάστατου προβλήματος.



Εικόνα 39. Γεωμετρία και τελική και κάτωψη περυγίου διαχύτη στο BladeGen

4.2. Δημιουργία Πλέγματος

Μετά την ολοκλήρωση της γεωμετρίας, απαραίτητη προϋπόθεση για την ανάλυση της ροής στα πτερύγια της πτερωτής και του διαχύτη, είναι η δημιουργία ενός τριδιάστατου πλέγματος στον όγκο ελέγχου. Επιπρόσθετα, η ποιότητα του πλέγματος αποτελεί έναν παράγοντα ιδιαίτερης σημασίας όσον αφορά την ακρίβεια των αποτελεσμάτων, αλλά ακόμα και το χρόνο σύγκλισης. Στην παρούσα διπλωματική εργασία για την δημιουργία του πλέγματος χρησιμοποιήθηκε το Ansys TurboGrid, το οποίο δημιουργεί ένα υψηλής ποιότητας εξαεδρικό πλέγμα και εξειδικεύεται σε εφαρμογές στροβιλομηχανών.

Κατά τη διαδικασία της πλεγματοποίησης, δημιουργούνται στρώματα τα οποία είναι κάθετα στο πτερύγιο και στα οποία πραγματοποιείται δισδιάστατη πλεγματοποίηση. Αφού πραγματοποιηθεί η παραπάνω πλεγματοποίηση, το πρόγραμμα αυτόματα δημιουργεί, με βάση τα σημεία σε κάθε στρώμα, ένα τρισδιάστατο πλέγμα ενώνοντάς τα γραμμικά. Τέλος, τα πλέγματα της πτερωτής και του διαχύτη δημιουργούνται ξεχωριστά και συνδέονται στο πρόγραμμα CFX, στο οποίο πραγματοποιείται η επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes.

Κατά τη δημιουργία του πλέγματος επιλέχθηκε η τοπολογία ATM (Automatic Topology and Meshing). Η βελτιστοποιημένη ATM τοπολογία αποτελεί μία εναλλακτική της παραδοσιακής με σημεία ελέγχου (Traditional with Control Points), και δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να δημιουργήσει πλέγματα υψηλής ποιότητας με την ελάχιστη δυνατή προσπάθεια, καθώς δεν υπάρχει λόγος για ανακατάταξη σημείων ελέγχου. Παρακάτω εμφανίζεται η προκαθορισμένη από το πρόγραμμα επιλογή της ATM τοπολογίας, η οποία επιλέγει σαν αυτόματη μέθοδο την μονή κυκλική συμμετρική (Single Round Symmetric).

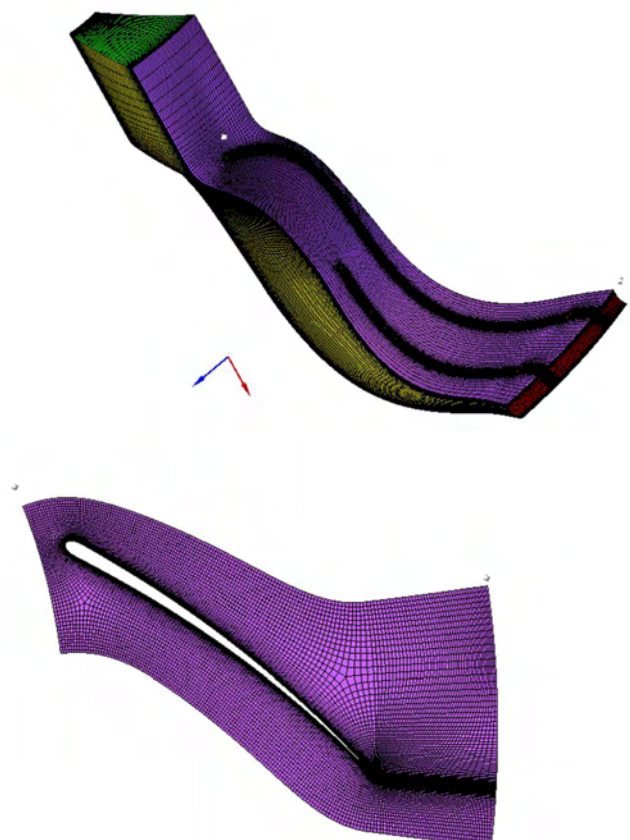
Στη δημιουργία του πλέγματος σημαντική είναι και η απόσταση η οποία επιλέχθηκε μεταξύ του όγκου ελέγχου εισόδου της ροής και της ακμής προσβολής του πτερυγίου της πτερωτής, καθώς και στην απόσταση μεταξύ του όγκου ελέγχου εξόδου της ροής και της ακμής φυγής του διαχύτη. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να αναπτύσσεται πλήρως το φαινόμενο της ροής γύρο από τον συμπίεστή. Επίσης, μεγάλη σημασία έχει η απόσταση μεταξύ της εξόδου της πτερωτής και της εισόδου του διαχύτη. Η απόσταση αυτή καθορίζει το μήκος του διαχύτη χωρίς πτερύγωση όπως αυτός προέκυψε από την επίλυση του μονοδιάστατου μοντέλου και βοηθάει στη διαμόρφωση της ροής από την έξοδο της πτερωτής μέχρι τη είσοδο της πτερύγωσης του διαχύτη.

Η τελευταία αλλά και ίσως σημαντικότερη ρύθμιση που πρέπει να γίνει για να παραχθεί το πλέγμα υψηλής ποιότητας, είναι η επιλογή του μεγέθους του πλέγματος. Το μέγεθος του πλέγματος πρέπει να είναι τέτοιο ώστε να διασφαλίζεται η υψηλή του ποιότητα η οποία θα οδηγήσει σε μία ακριβή λύση, αλλά ταυτόχρονα να λαμβάνεται υπόψη η υπολογιστική ισχύς την οποία έχει ο χρήστης στην κατοχή του. Η επιλογή του μεγέθους του πλέγματος γίνεται είτε με επιλογή μιας εκ των τριών προκαθορισμένων τιμών είτε με οποιαδήποτε άλλη τιμή που επιθυμεί ο χρήστης. Τέλος, όσον αφορά την μέθοδο πλεγματοποίησης κοντά στα τοιχώματα, επιλέγεται η absolute μέθοδος ενώ κοντά στο οριακό στρώμα του πτερυγίου επιλέγεται η μέθοδος Offset Y+, με συντελεστή βάσης (Global Factor) 1.3. Παρακάτω εμφανίζονται οι παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν για την δημιουργία του πλέγματος της παρούσας εργασίας.

Παρακάτω παρουσιάζεται πίνακας με τα βασικά χαρακτηριστικά του πλέγματος όπως αυτά επιλέχθηκαν από το μενού του Ansys TurboGrid, καθώς και εικόνες από τα πλέγματα τα οποία δημιουργήθηκαν.

Πίνακας 10. Παράμετροι δημιουργίας πλέγματος στο ANSYS TurboGrid

Γενικές Παράμετροι		
Topology Set Method		ATM Automatic
	Mesh Size	
Total Nodes		3.641.925
Global Size Factor		1.3
Boundary Layer Refinement Control		Proportional to Mesh Size
Factor Base		1.5
Factor Ratio		2
Near Wall Element Size Specification		Absolut



Εικόνα 40. Πλέγμα πτερωτής και διαχύτη.

4.3. Επιλυτής CFX

Με την ολοκλήρωση της δημιουργίας της γεωμετρίας και της πλεγματοποίησης, επόμενο βήμα αποτελεί η ρυστομηχανική μοντελοποίηση της ροής μέσα στο συμπιεστή. Στο παρόν υποκεφάλαιο παρουσιάζεται η διαδικασία επίλυσης της βαθμίδας του φυγοκεντρικού συμπιεστή που λειτουργεί με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα, όπως υλοποιήθηκε με τη βοήθεια του επιλυτή Ansys CFX. Αρχικά, παρουσιάζονται τα βασικά μοντέλα που χρησιμοποιούνται για την επίλυση των ρευστομηχανικών εξισώσεων στις τρεις διαστάσεις, καθώς και οι βασικές αρχές των πεπερασμένων όγκων. Στη συνέχεια, αναλύεται τα μοντέλα τύρβης που μπορούν να χρησιμοποιηθούν, καθώς και το μοντέλο που επιλέγεται για το συγκεκριμένο πρόβλημα. Επίσης, γίνεται η ανάλυση των συνοριακών συνθηκών που επιβάλλονται στους όγκους ελέγχου της περωτής και του διαχύτη. Τέλος παρουσιάζεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την επίλυση του προβλήματος στο CFX.

4.3.1. Εξισώσεις Navier-Stokes

Στο υποκεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται οι εξισώσεις διατήρησης μάζας, ορμής και ενέργειας στη γενική τους μορφή, οι γνωστές εξισώσεις Navier-Stokes. Για τυρβώδεις ροές, όπως είναι και η ροή του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα στο συμπιεστή, οι εξισώσεις αυτές επιλύονται κατά μέσο όρο, (Reynolds Averaged Navier Stokes), με χρήση απλοποιητικών όρων για τα Reynolds Stresses, που περιγράφονται από μοντέλα τύρβης που πρέπει να ληφθούν υπόψη για την κατάλληλη ανάλυση της τυρβώδους ροής και των συνεπειών της.

Οι εξισώσεις διατήρησης μάζας, ορμής και ενέργειας στη γενική τους μορφή γράφονται ως εξής :

Εξίσωση συνέχειας

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (38)$$

Εξισώσεις ορμής

$$\frac{\partial (\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \times U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (39)$$

$$\tau = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right) \quad (40)$$

Εξίσωση ενέργειας

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \tau) + U \cdot S_M + S_E \quad (41)$$

όπου h_{tot} είναι η ολική ενθαλπία, η οποία σχετίζεται με τη στατική ενθαλπία $h(T, p)$ μέσω της εξίσωσης:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2$$

Ο όρος $\nabla \cdot (U \cdot \tau)$ παριστάνει το έργο λόγω των ιξωδών τάσεων (viscous stresses) και αποκαλείται όρος ιξωδούς έργου (viscous work term).

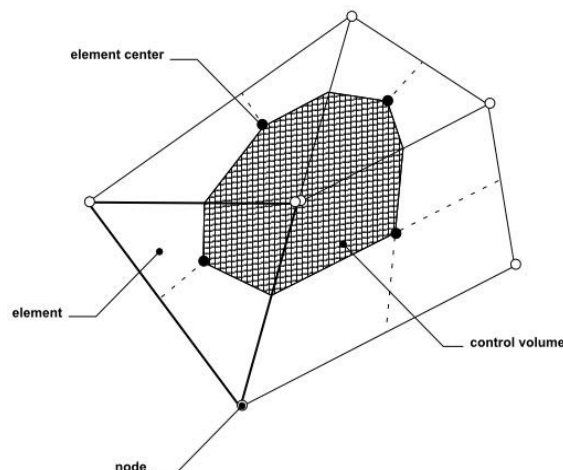
4.3.2. Μέθοδος Πεπερασμένων Όγκων

Αναλυτικές λύσεις για τις εξισώσεις Navier-Stokes μπορούν να υπάρξουν μόνο στην περίπτωση που η ροή είναι εξαιρετικά απλή και ταυτόχρονα επικρατούν ιδανικές συνθήκες. Έτσι, για να προκύψουν λύσεις για μία πραγματική ροή, το πρόβλημα πρέπει να προσεγγιστεί αριθμητικά, όπου οι εξισώσεις θα αντικαθίστανται από αλγεβρικές προσεγγίσεις που είναι ικανές να επιλυθούν με κάποια αριθμητική μέθοδο. Στην προκειμένη περίπτωση αυτή η επίλυση υλοποιείται από το λογισμικό ANSYS CFX, το οποίο χρησιμοποιεί ένα συγκεκριμένο τρόπο διακριτοποίησης της ροής.

4.3.2.1. Διακριτοποίηση των κυρίαρχων εξισώσεων

Η διακριτοποίηση των κυρίαρχων εξισώσεων πραγματοποιείται από το ANSYS CFX εντός δύο βημάτων:

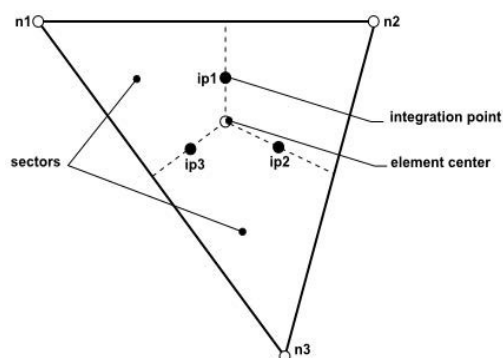
1^ο ΒΗΜΑ: Το ANSYS CFX χρησιμοποιεί μία μέθοδο πεπερασμένων όγκων, η οποία αρχικά περιλαμβάνει τη διακριτοποίηση του όγκου ελέγχου με τη χρήση ενός πλέγματος. Το πλέγμα χρησιμοποιείται με σκοπό την κατασκευή αυτών των πεπερασμένων όγκων, οι οποίοι με τη σειρά τους χρησιμοποιούνται ώστε να αποθηκεύουν και να διατηρούν μεταβλητές, όπως για παράδειγμα μάζα, ορμή και ενέργεια. Προφανώς το πλέγμα είναι τρισδιάστατο, αλλά για λόγους απλότητας η ανάλυση θα πραγματοποιηθεί σε μονοδιάστατο πλέγμα, όπως φαίνεται και στην παρακάτω **Εικόνα 41**. Όλες οι μεταβλητές της λύσης και οι ιδιότητες του ρευστού αποθηκεύονται στους κόμβους του πλέγματος. Ένας όγκος ελέγχου (control volume), όπως φαίνεται και παρακάτω (σκιασμένη περιοχή), κατασκευάζεται γύρω από κάθε κόμβο του πλέγματος και ορίζεται από ακμές που ενώνουν τα κέντρα των ακμών (element edges) και τα κέντρα των γειτονικών στοιχείων (elements).



Εικόνα 41. Ορισμός του Όγκου Ελέγχου (Control Volume)

Οι προς επίλυση εξισώσεις ολοκληρώνονται στον όγκο ελέγχου (control volume) και με τη χρήση του θεωρήματος απόκλισης του Gauss, τα χωρικά ολοκληρώματα που εμπεριέχουν τελεστές κλίσης ή απόκλισης μετατρέπονται σε επιφανειακά ολοκληρώματα. Επίσης, αν οι όγκοι ελέγχου δεν παραμορφώνονται με την πάροδο του χρόνου, τότε τα διαφορικά μπορούν να βγουν έξω από τα χωρικά ολοκληρώματα.

2^ο ΒΗΜΑ: Το επόμενο βήμα στον αριθμητικό αλγόριθμο είναι η διακριτοποίηση των χωρικών και επιφανειακών ολοκληρωμάτων. Έστω ότι το στοιχείο του πλέγματος στην παρακάτω εικόνα είναι το υπό εξέταση στοιχείο. Τα χωρικά ολοκληρώματα διακριτοποιούνται σε καθένα από τα τμήματα του στοιχείου (element sectors) και συμπεριλαμβάνονται στον όγκο ελέγχου που ανήκει το καθένα. Τα επιφανειακά ολοκληρώματα διακριτοποιούνται στα σημεία ip_n (integration points), τα οποία βρίσκονται στο κέντρο του κάθε επιφανειακού τμήματος του στοιχείου και στη συνέχεια διανέμονται στον γειτονικό όγκο ελέγχου. Επειδή τα επιφανειακά ολοκληρώματα είναι ίσα και αντίθετα για όγκους ελέγχου που γειτονεύουν με τα ίδια σημεία ip_n , είναι βέβαιο πως τα ολοκληρώματα αυτά θα είναι τοπικά συντηρητικά.



Εικόνα 42. Διακριτοποίηση στο στοιχείο πλέγματος.

Με την εφαρμογή της μεθόδου πεπερασμένων όγκων σε όλα τα στοιχεία του πλέγματος απορρέει ένα σετ γραμμικών εξισώσεων που αποτελείται από διακριτές εξισώσεις διατήρησης. Το σύστημα των εξισώσεων αυτών μπορεί να γραφτεί με την εξής μορφή:

$$\sum_{nb_i} a_i^{nb} \varphi_i^{nb} = b_i \quad (42)$$

όπου φ : η λύση, b : το δεξί μέρος, a : οι συντελεστές των εξισώσεων, i : ο αριθμός του υπό εξέταση κόμβου (node) ή όγκου ελέγχου (control volume), nb : “neighbor” αλλά ταυτόχρονα περιλαμβάνει και τον κεντρικό συντελεστή που πολλαπλασιάζει τη λύση στη θέση i . Ο υπό εξέταση κόμβος έχει τη δυνατότητα να γειτονεύει με οποιοδήποτε πλήθος στοιχείων, ώστε η μέθοδος να είναι εφαρμόσιμη τόσο σε δομημένα (structured mesh) όσο και σε μη δομημένα πλέγματα (unstructured mesh). Το σετ αυτών των εξισώσεων για όλους τους όγκους ελέγχου απαρτίζει ολόκληρο το γραμμικό σύστημα. Παραδείγματος χάριν, για το σετ εξισώσεων του ζεύγους μεγεθών, μάζας-ορμής, προκύπτουν τα μεγέθη:

$$a_i^{nb} = \begin{bmatrix} a_{uu} & a_{uv} & a_{uw} & a_{up} \\ a_{vu} & a_{vv} & a_{vw} & a_{vp} \\ a_{wu} & a_{wv} & a_{ww} & a_{wp} \\ a_{pu} & a_{pv} & a_{pw} & a_{pp} \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (43)$$

$$\varphi_i^{nb} = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ p \end{bmatrix}_i^{nb} \quad (44)$$

$$b_i = \begin{bmatrix} b_u \\ b_v \\ b_w \\ b_p \end{bmatrix}_i \quad (45)$$

Η προσέγγιση του προβλήματος με τη μέθοδο “coupled” παρουσιάζει αρκετά πλεονεκτήματα σε σχέση με μία προσέγγιση όπου οι εξισώσεις δεν λαμβάνονταν ανά ζεύγος ή ήταν διαχωρισμένες: στιβαρότητα προβλήματος, αποδοτικότητα, γενικότητα, απλότητα. Αυτά τα πλεονεκτήματα καθιστούν τον επιλυτή με τη συζευγμένη μέθοδο (coupled solver) ένα αποδοτικό και ισχυρό χαρακτηριστικό για οποιοδήποτε κώδικα CFD. Βέβαια, το κύριο μειονέκτημά του είναι η ανάγκη μεγάλου αποθηκευτικού χώρου για τους συντελεστές.

4.3.3. Μοντέλα Τύρβης

Τα μοντέλα αυτά είναι τα πιο ευρέως διαδεδομένα μοντέλα τύρβης, καθώς προσφέρουν έναν λογικό συνδυασμό αριθμητικού φόρτου και υπολογιστικής ακρίβειας. Θεωρούνται πολύ πιο εξελιγμένα από τα μοντέλα “zero equation” και χρησιμοποιούν δύο ξεχωριστές εξισώσεις μεταφοράς για τον υπολογισμό της ταχύτητας και του μεγέθους της τύρβης. Τα πλέον αξιόπιστα και πιο ευρέως χρησιμοποιούμενα μοντέλα “two equation” είναι τα παρακάτω:

- Το k-epsilon turbulence model
- Το k-omega turbulence model
- Το shear stress transport turbulence model

Τα μοντέλα k-ε και k-ω συσχετίζουν τις τάσεις Reynolds με τις κλίσεις της μέσης ταχύτητας της τύρβης (mean velocity gradients) και το ιξώδες της τύρβης (turbulent viscosity). Το ιξώδες της τύρβης μοντελοποιείται ως το γινόμενο της ταχύτητας της τύρβης (turbulent velocity) και του εύρους του μεγέθους της (length scale).

Στα μοντέλα δύο εξισώσεων, η ταχύτητα της τύρβης υπολογίζεται από τη κινητική ενέργεια της τύρβης, η οποία προκύπτει από την επίλυση της εξίσωσης μεταφοράς της. Το εύρος μεγέθους της τύρβης εκτιμάται από δύο ιδιότητες του τυρβώδους πεδίου, που συνήθως είναι η κινητική ενέργεια της τύρβης και ο ρυθμός με τον οποίον καταστρέφεται (dissipation rate). Ο ρυθμός με τον οποίον καταστρέφεται η τύρβη, δηλαδή ο ρυθμός με τον οποίον μετατρέπεται η κινητική της ενέργεια σε θερμότητα προκύπτει επίσης από την επίλυση της εξίσωσης μεταφοράς της. Παρακάτω παρουσιάζονται αναλυτικότερα τα διάφορα μοντέλα τύρβης που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την μοντελοποίηση της ροής.

4.3.3.1. Μοντέλο τύρβης k-epsilon

Το μέγεθος k είναι η κινητική ενέργεια της τύρβης και καθορίζεται από τη διασπορά των διακυμάνσεων που παρουσιάζει η ταχύτητα. Οι διαστάσεις του k είναι ($L^2 T^{-2}$), όπως για παράδειγμα, m^2/s^2 . Το μέγεθος ε είναι ο ρυθμός με τον οποίον εξασθενούν οι διακυμάνσεις της ταχύτητας της τύρβης (turbulence eddy dissipation) και οι διαστάσεις του είναι ίσες με τις διαστάσεις του k ανά μονάδα χρόνου ($L^2 T^{-3}$), όπως για παράδειγμα, m^2/s^3 .

Γενικά το μοντέλο $k - \varepsilon$ δίνει σχετικά ακριβείς εκτιμήσεις για ένα μεγάλο πλήθος ροών γι' αυτό και είναι το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο μοντέλο τύρβης. Παρόλα αυτά, θα πρέπει να αποφεύγεται η χρήση του σε κάποιες εφαρμογές όπως η μοντελοποίηση στροβιλομηχανών, καθώς δεν κρίνεται κατάλληλο όταν συναντάται κάποια από τις παρακάτω περιπτώσεις:

- Ροές με αποκόλληση οριακού στρώματος
- Ροές σε περιστρεφόμενα ρευστά
- Ροές πάνω σε καμπύλες επιφάνειες

4.3.3.2. Μοντέλο τύρβης k-omega

Ένα από τα πλεονεκτήματα του μοντέλου $k - \omega$ είναι η συμπεριφορά του κοντά στο τοίχωμα (near wall treatment) για υπολογισμούς με χαμηλούς αριθμούς Reynolds. Το μοντέλο αυτό σε αντίθεση με το μοντέλο $k - \varepsilon$ δεν εμπεριέχει πολύπλοκες μη γραμμικές συναρτήσεις με αποτέλεσμα να καθίσταται πιο ακριβές και πιο «στιβαρό» ως μοντέλο τύρβης. Γι' αυτό άλλωστε χρησιμοποιείται ευρέως σε πολλές εφαρμογές, όπου συναντάται:

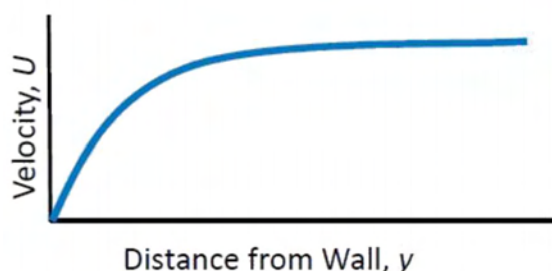
- Αποκόλληση ροής
- Μετάβαση ροής
- Χαμηλοί αριθμοί Reynolds
- Πρόσκρουση του ρευστού

4.3.3.3. Μοντέλο τύρβης shear stress transport

Το μοντέλο SST, βασισμένο στη νοοτροπία του μοντέλου k- ω , λαμβάνει υπόψη του τη μεταφορά των διατμητικών τάσεων της τύρβης και δίνει εξαιρετικά ακριβή αποτελέσματα γύρω από την αποκόλληση της ροής κάτω από δυσμενείς κλίσεις πίεσης. Γενικά, το μοντέλο SST, εκμεταλλεύεται τα θετικά στοιχεία των δύο προηγούμενων μοντέλων (k- ε , k- ω), ελέγχοντας πάντα την απόσταση από το τοίχωμα (k- ω : κοντά στο τοίχωμα, k- ε : μακριά από το τοίχωμα). Επίσης το μοντέλο SST αποτρέπει την υπερεκτίμηση του τυρβώδους ιξώδους (eddy viscosity). Για τους δύο παραπάνω λόγους επιλέγεται το συγκεκριμένο μοντέλο τύρβης ως το κατάλληλο για την παρούσα ρευστομηχανική ανάλυση.

4.3.3.4. Μοντελοποίηση τοιχώματος - y^+

Η επιλογή του κατάλληλου μοντέλου τύρβης, καθώς και του τρόπου που θα μοντελοποιηθεί η ροή κοντά στο τοίχωμα, αποτελεί πολύ σημαντικό παράγοντα, λόγω της πολύ γρήγορης μεταβολής της ταχύτητας μέσα στο οριακό στρώμα. Η επιλογή του κατάλληλου y^+ είναι σημαντική προκειμένου να μοντελοποιηθεί σωστά η ροή κοντά στο τοίχωμα.



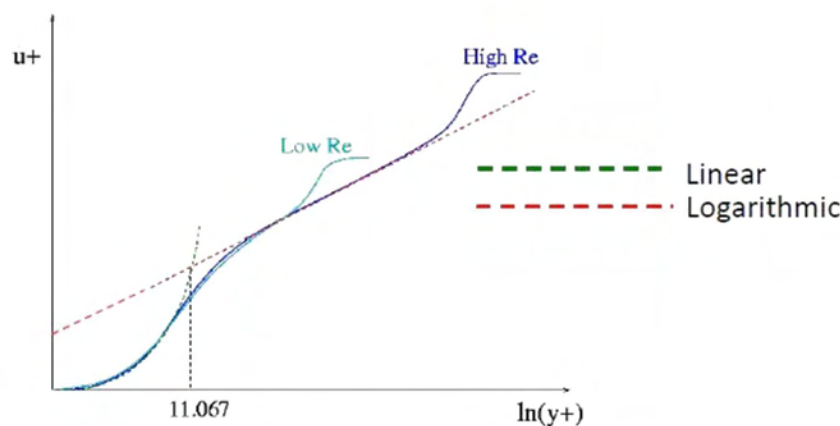
Εικόνα 43. Μεταβολή της ταχύτητας σε συνάρτηση με την απόσταση από το τοίχωμα.

Το y^+ ορίζεται από τη μηχανική ρευστών, μέσω του ύψους του οριακού στρώματος, μίας αδιάστατης ταχύτητας και του κινηματικού ιξώδους, σύμφωνα με την παρακάτω σχέση.

$$y^+ = \frac{y \cdot U_\tau}{\nu}$$

Όπου

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_{wall}}{\rho}}$$



Εικόνα 44. Διάγραμμα λογαριθμικής αδιάστατης απόστασης από το τοίχωμα προς αδιάστατη ταχύτητα

Στην περιοχή κοντά στο τοίχωμα η επίλυση συγκλίνει πολύ γρήγορα, αλλά οι ακριβείς υπολογισμοί σε αυτήν την περιοχή είναι ιδιαίτερα σημαντικοί για την επιτυχία της επίλυσης. Οι κυρίαρχες στρατηγικές για την μοντελοποίηση τοιχώματος είναι δύο:

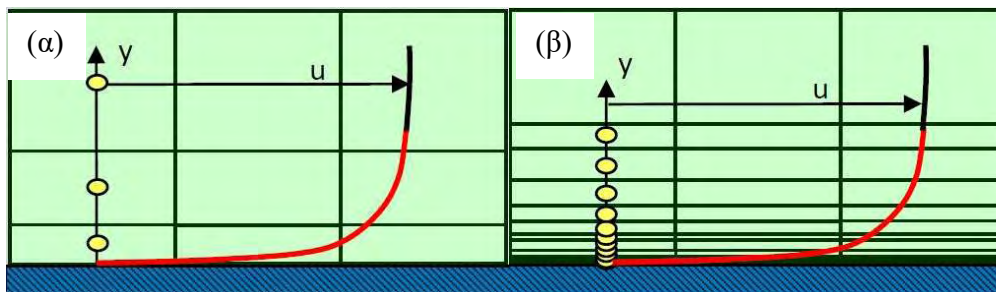
- **Συνάρτηση Τοιχώματος (Wall Function)**

Οι συναρτήσεις τοιχώματος είναι συναρτήσεις που προσπαθούν να μοντελοποιήσουν αριθμητικά το προφίλ της ροής μέσα στο οριακό στρώμα. Οι τιμές του y^+ για να χρησιμοποιηθεί αυτή η στρατηγική είναι: $30 < y^+ < 300$. Γενικά ακολουθείται αυτή η προσέγγιση αν το ενδιαφέρον της μελέτης και της προσομοίωσης επικεντρώνεται στην ανάμιξη στο κέντρο του τομέα, παρά στις δυνάμεις που αναπτύσσονται στο τοίχωμα.

- **Επίλυση Υποστρώματος Ιξώδους (Viscous Sublayer)**

Η πρώτη κυψέλη του πλέγματος πρέπει να έχει $y^+ \approx 1$, καθώς και να χρησιμοποιούνται διαφορετικά επίπεδα πλέγματα με ρυθμό ανάπτυξης όχι μεγαλύτερο από 1,2. Γενικά, αν η προσομοίωση επικεντρώνεται στις δυνάμεις ή στην μεταφορά θερμότητας στο τοίχωμα, η

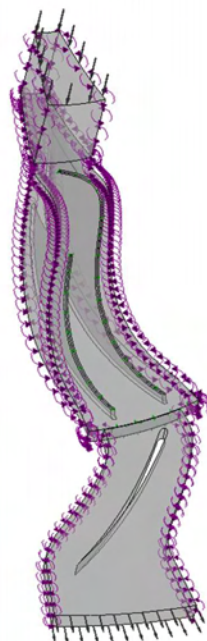
συγκεκριμένη μέθοδος είναι η πιο αποτελεσματική και το προτεινόμενο μοντέλο τύρβης είναι το SST. Στην παρακάτω εικόνα παρατηρείται η διαφορά των δύο αυτών προσεγγίσεων.



Εικόνα 45. Μοντελοποίηση της ροής στο τοίχωμα με (α) wall function, (β) viscous sublayer.

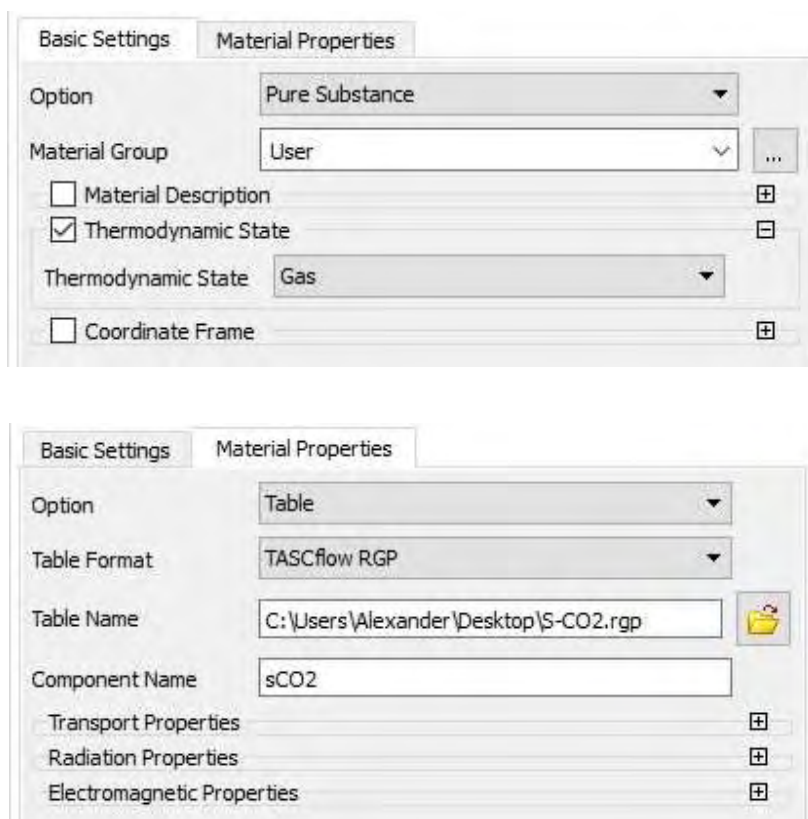
4.3.4. Διαδικασία επίλυσης

Τα δύο πλέγματα, της περωτής και του διαχύτη, αφού δημιουργήθηκαν στο TurboGrid, εισάγονται μαζί στον επιλυτή CFX, ώστε να γίνει οι σύνδεση των δύο πλεγμάτων, να οριστούν οι συνοριακές συνθήκες και να ρυθμιστούν οι απαραίτητες παράμετροι για τον έλεγχο της επίλυσης, ώστε στη συνέχεια να ξεκινήσει η επίλυση των ρευστομηχανικών εξισώσεων σε τρεις διαστάσεις για το συμπιεστή.



Εικόνα 46. Συνοριακές συνθήκες για την περωτή και το διαχύτη.

Για να επιτευχθούν οι παραπάνω στόχοι ακολουθήθηκε η εξής διαδικασία. Αρχικά, προστέθηκε ένας πίνακας από τον οποίο η επίλυση έπαιρνε τις τιμές για το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα, και ο οποίος συμπληρώθηκε σύμφωνα με τις ιδιότητες του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα από το RefProp, αφού οι έτοιμες βιβλιοθήκες του ANSYS δεν διαθέτουν το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα.



Εικόνα 47. Τρόπος εισαγωγής πίνακα υπερκρίσιμου διοξειδίου το άνθρακα στο setup.

Στη συνέχεια, καθορίστηκαν οι συνοριακές συνθήκες που επικρατούν στην είσοδο και στην έξοδο του συμπιεστή, και προστέθηκε περιοδικότητα γύρω από το περύγιο, προκειμένου να επιλύεται η ροή σε ένα μόνο περύγιο και μετά αυτή η επίλυση εφαρμόζεται για όλα τα περύγια του συμπιεστή. Για μεγαλύτερη ευκολία, ο ορισμός των συνοριακών συνθηκών πραγματοποιήθηκε με τη βοήθεια του μενού του CFX TurboMode το οποίο εξειδικεύεται στα μοντέλα στροβιλομηχανών. Σε αυτό το μενού καθορίζεται το είδος της μηχανής που μελετάται (στην προκειμένη περίπτωση επιλέχθηκε φυγοκεντρικός συμπιεστής), όπως και αν το πρόβλημα είναι μόνιμο ή χρονομεταβαλλόμενο, οπότε και επιλέχθηκε μόνιμη ροή (steady state).

Inflow/Outflow Boundary Templates

☐ None
☐ P-Total Inlet P-Static Outlet
☒ P-Total Inlet Mass Flow Outlet
☐ Mass Flow Inlet P-Static Outlet

Inflow

P-Total: 8.563 [MPa]

T-Total: 353.3 [K]

Flow Direction: Normal to Boundary

Outflow

Mass Flow: Per Machine

Mass Flow Rate: 1392.6 [kg s⁻¹]

Εικόνα 48. Εισαγωγή συνοριακών συνθηκών για την επίλυση.

Στο επόμενο σετ επιλογών καθορίζονται βασικά χαρακτηριστικά για τους δύο όγκους ελέγχου, της πτερωτής και του διαχύτη αντίστοιχα. Όσον αφορά την πτερωτή επιλέγεται ο αριθμός στροφών, καθώς και η φορά περιστροφής του συμπιεστή, ενώ αντίστοιχα για το διαχύτη επιλέγεται να παραμένει ακίνητος. Στη συνέχεια, καθορίζεται το μοντέλο τριβής ως SST (Shear Stress Transport), ενώ καθορίζονται και τα θερμοδυναμικά δεδομένα στην είσοδο και έξοδο του συμπιεστή. Πιο συγκεκριμένα, επιλέγεται η ολική πίεση και θερμοκρασία στην είσοδο και η μαζική παροχή στην έξοδο του συμπιεστή, όπως αυτά προέκυψαν από τον προκαταρκτικό σχεδιασμό, καθώς αυτή η επιλογή συνοριακών συνθηκών θεωρείται η πιο σταθερή για τη σύγκλιση της επίλυσης.

Τέλος, επιλέγεται και το μοντέλο ανάμιξης (mixing model) Frozen Rotor. Αυτό το μοντέλο παράγει μια σταθερή λύση στο πρόβλημα πολλαπλών πλαισίων αναφοράς, με κάποια αναφορά της αλληλεπίδρασης μεταξύ των δύο πλαισίων. Η σχεδόν σταθερή προσέγγιση που προκύπτει είναι μικρή όταν η ταχύτητα ροής είναι μεγάλη σε σχέση με την ταχύτητα της μηχανής στη διεπαφή. Η ανάλυση παγωμένου ρότορα είναι πολύ χρήσιμη όταν η περιφερειακή μεταβολή της ροής είναι μεγάλη σε σχέση με το βήμα της συνιστώσας. Αυτό το μοντέλο απαιτεί την ελάχιστη υπολογιστική προσπάθεια των τριών μοντέλων ανάμιξης. Αφού καθοριστούν όλες οι παραπάνω παράμετροι και καθοριστεί η περιοδικότητα των συνοριακών συνθηκών στο υπόλοιπο μήκος του όγκου ελέγχου του συμπιεστή, επιλέγεται το είδος της λύσης και ο αριθμός των επαναλήψεων. Με την ολοκλήρωση του καθορισμού των συνοριακών συνθηκών, ακολουθεί η επίλυση του προβλήματος και μετά η εξαγωγή των αποτελεσμάτων, τα οποία θα συζητηθούν στο επόμενο κεφάλαιο.

4.4. Παραμετρική μελέτη και χάρτης λειτουργίας

Μετά την ολοκλήρωση της ρευστοδυναμικής μελέτης για το σημείο λειτουργίας στο οποίο μελετάται ο συμπιεστής (3600 rpm , 1908.1 kg/s), η επίλυση του προβλήματος επεκτάθηκε και για άλλα σημεία λειτουργίας με διαφορετική παροχή και διαφορετικό αριθμό στροφών. Σκοπός της μελέτης αυτών των σημείων λειτουργίας είναι η δημιουργία ενός χάρτη λειτουργίας για τον φυγοκεντρικό συμπιεστή που μελετάται στην παρούσα διπλωματική εργασία. Στην τελευταία

αυτή ενότητα του κεφαλαίου θα παρουσιαστεί η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την δημιουργία του χάρτη. Για να ξεκινήσει η παραμετρική ανάλυση ορίστηκαν οι παράμετροι εισόδου και οι παράμετροι εξόδου (input and output workbench parameters). Ως παράμετροι εισόδου χρησιμοποιήθηκαν η ταχύτητα περιστροφής και η μαζική παροχή, ενώ ως παράμετροι εξόδου χρησιμοποιήθηκαν ο λόγος πιέσεων εισόδου-εξόδου, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης και η διορθωμένη μαζική παροχή. Πιο συγκεκριμένα για τις παραμέτρους εξόδου έχουμε :

$$PR = \frac{P_{o3} + P_{ref}}{P_{o1} + P_{ref}} \quad (46)$$

$$\dot{m}_{cor} = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{\frac{T_{o3}}{T_{o1}}}}{\frac{P_{o3}}{P_{o1}}} \quad (47)$$

Για τη δημιουργία του χάρτη λειτουργίας χρησιμοποιήθηκε το υποπρόγραμμα του Ansys Performance Map, το οποίο εξειδικεύεται στη δημιουργία χαρτών λειτουργίας για στροβιλομηχανές. Το υποπρόγραμμα αυτό αναγνωρίζει κάθε στροβιλομηχανή που υπάρχει στο περιβάλλον του Workbench και συνδέεται απευθείας με αυτή. Στην προκειμένη περίπτωση συνδέεται με το υποπρόγραμμα CFX και τον φυγοκεντρικό συμπιεστή. Αφού οριστεί το σημείο σχεδιασμού του συμπιεστή ορίζονται και τα υπόλοιπα σημεία λειτουργίας με διαφορετική μαζική παροχή και διαφορετικό αριθμό στροφών όπως φαίνεται και στον παρακάτω Πίνακας 11. Έτσι κάθε σημείο λειτουργίας εμφανίζεται στον παραμετρικό πίνακα και αφού γίνει η πρώτη επίλυση για το σημείο σχεδιασμού του συμπιεστή, επαναλαμβάνεται η διαδικασία επίλυσης και για τα υπόλοιπα σημεία λειτουργίας. Αξίζει να σημειωθεί ότι δίνεται η δυνατότητα κατά την διάρκεια της παραμετρικής ανάλυσης να οριστούν και άλλες μεταβλητές (πίεση, θερμοκρασία, ενθαλπία, βαθμός απόδοσης κ.α.) ως μεταβλητές εξόδου και στο τέλος παρουσιάζεται η μεταβολή τους στα διαφορετικά σημεία λειτουργίας.

Πίνακας 11. Σημεία παραμετρικής μελέτης του χάρτη λειτουργίας

Αριθμ. Στροφών $N(\text{rev} \cdot \text{min}^{-1})$	Μαζική Παροχή $\dot{m}(\text{kg/s})$						
3960 (110%)	1900	2050	2200	2350	2500	2600	-
3600 (100%)	1600	1700	1908.1	2000	2100	-	-
3240 (90%)	1450	1550	1625	1700	1775	1850	1950
3060 (85%)	1400	1475	1550	1625	1700	1750	-
2880 (80%)	1300	1350	1400	1450	-	-	-
2700 (75%)	1150	1200	1225	1250	-	-	-

Συνοψίζοντας, κατά την παραμετρική ανάλυση ορίζεται ένα εύρος εισαχθέντων τιμών. Η επίλυση για κάθε σημείο λειτουργίας που αποτελείτε από μία ομάδα τιμών, επιλύεται και τα αποτελέσματα αποθηκεύονται στον πίνακα και διαγράφονται από την μνήμη του προγράμματος, προκειμένου να αποθηκευτούν προσωρινά τα αποτελέσματα της επόμενης επίλυσης μέχρι να αποθηκευτούν και αυτά στον πίνακα παραμετρικής ανάλυσης. Αυτή η διαδικασία είναι επαναληπτική, με κριτήριο τερματισμού τη σύγκλιση όλων των υπολογισμών για τα σημεία λειτουργίας που έχουν οριστεί.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ ΚΑΙ ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Μετά την ολοκλήρωση της ρευστοδυναμικής ανάλυσης ακολουθεί η εξαγωγή και ο σχολιασμός των αποτελεσμάτων. Στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιαστούν διαγράμματα με την κατανομή των βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών κατά μήκος ενός πτερυγίου της πτερωτής και ενός πτερυγίου του διαχύτη καθώς και στο σύνολο της βαθμίδας του φυγοκεντρικού συμπιεστή. Επίσης, θα παρουσιαστεί μια μελέτη που πραγματοποιήθηκε για πλέγματα διαφορετικής πυκνότητας (mesh dependence study). Σκοπός είναι να διαπιστωθεί κατά πόσον μεταβάλλονται τα αποτελέσματα, καθώς το πλέγμα αλλάζει από αραιό σε πιο πυκνό. Στη συνέχεια θα ακολουθήσει μια σύγκριση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από τη ρευστομηχανική ανάλυση με αυτά που προέκυψαν από τη λύση του μονοδιάστατου μοντέλου. Τέλος, θα παρουσιαστούν και τα αποτελέσματα της παραμετρικής μελέτης, καθώς και ο χάρτης λειτουργίας που προέκυψε.

5.1. Μελέτη Ανεξαρτησίας Πλέγματος

Προτού ξεκινήσει η παρουσίαση των αποτελεσμάτων πρέπει να αναφερθεί ότι πραγματοποιήθηκε μια μελέτη για το πώς επηρεάζονται τα αποτελέσματα της ρευστομηχανικής ανάλυσης από την μεταβολή της πυκνότητας του πλέγματος της πτερωτής. Πιο συγκεκριμένα μελετήθηκαν πέντε πλέγματα διαφορετικής πυκνότητας και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον παρακάτω Πίνακας 12, όπου το πρώτο είναι το πιο αραιό και το πέμπτο το πιο πυκνό.

Πίνακας 12. Μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος

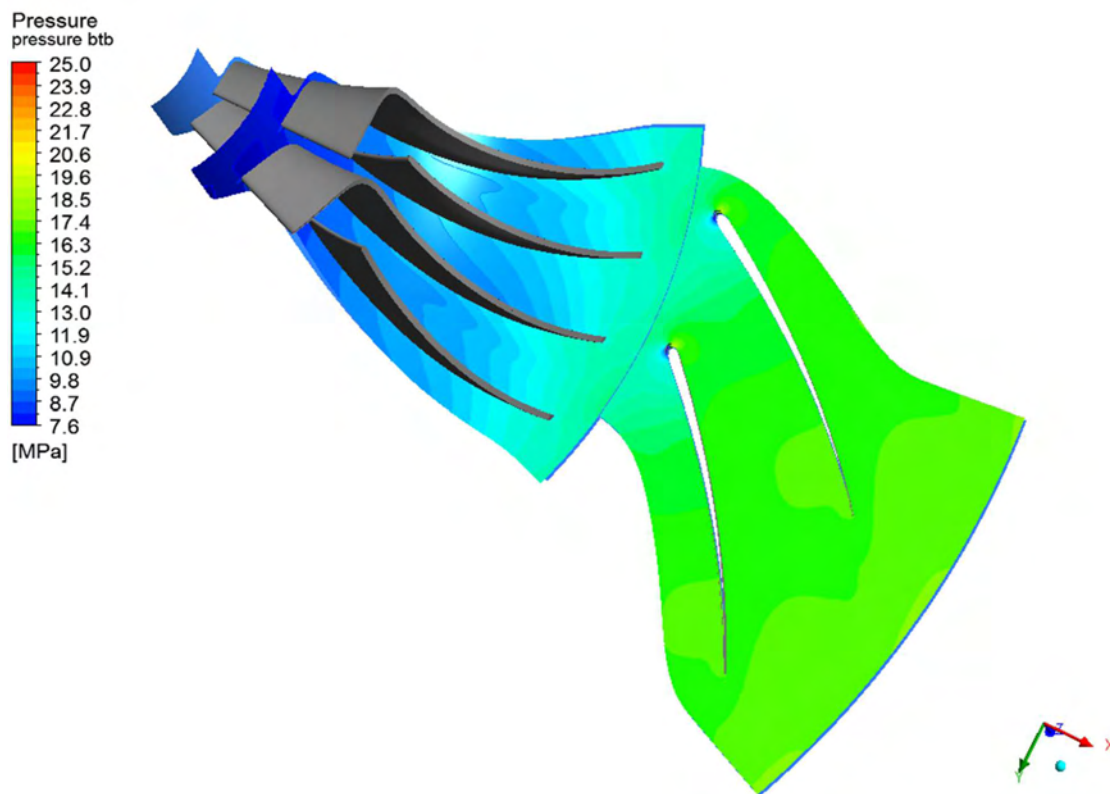
Mesh	1	2	3	4	5
Total Nodes	2.243.456	2.369.185	3.641.925	4.098.744	6.272.640
Pressure (MPa)	18,27	18,2	18,3	18,38	18,45
Temperature (K)	353,03	353,15	353,184	353,24	353,632
Density (Kg/m ³)	493,04	493,023	493,07	493,14	493,08
Mach	0,50	0,506	0,503	0,506	0,51

Στον πίνακα παρατηρείται ότι όταν ξεπεραστούν οι $3 \cdot 10^6$ κόμβοι η επίλυση δεν αλλάζει, οπότε με το συγκεκριμένο πλέγμα έγιναν οι επιλύσεις, τα αποτελέσματα των οποίων παρουσιάζονται στην πορεία.

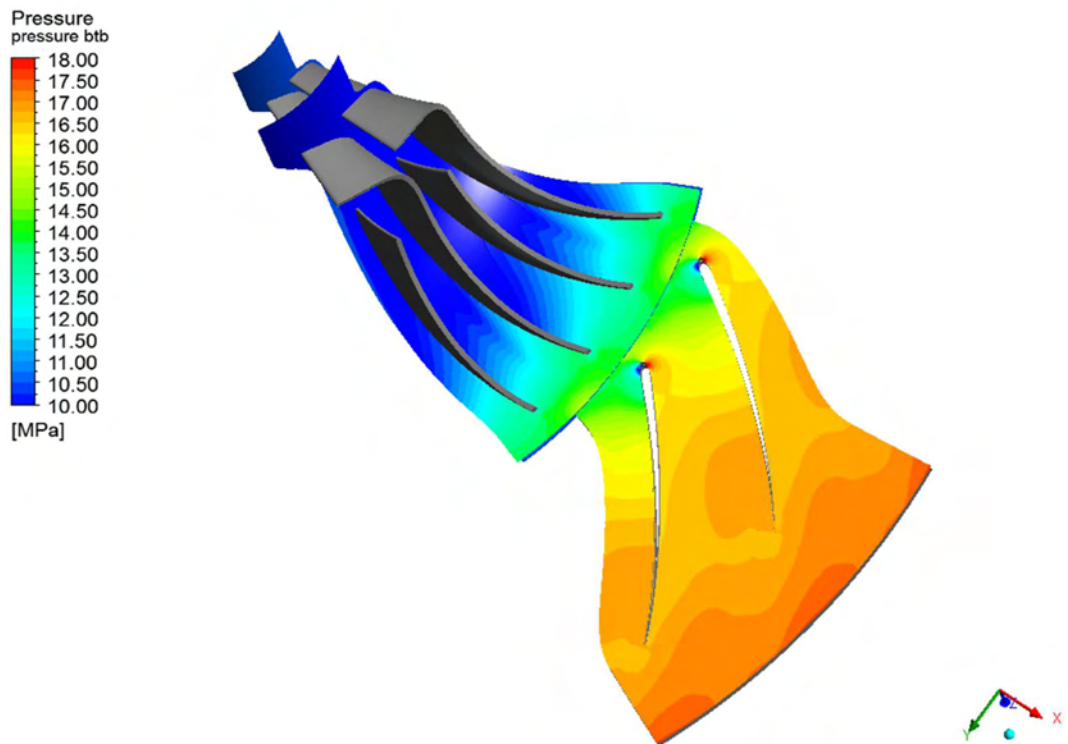
5.2. Θερμοδυναμικά αποτελέσματα

Τα αποτελέσματα που θα παρουσιαστούν στην ενότητα αυτή είναι τα βασικά θερμοδυναμικά μεγέθη και μεγέθη που περιγράφουν την ροή του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα. Στην πρώτη περίπτωση έχουμε τα ολικά και στατικά μεγέθη της πίεσης, της θερμοκρασίας, της πυκνότητας και του αριθμού Mach. Στην δεύτερη περίπτωση θα εξεταστούν οι ροϊκές γραμμές, η ταχύτητα και ο στροβιλισμός της ροής κατά μήκος μιας βαθμίδας του συμπιεστή.

Το πρώτο μέγεθος που θα εξεταστεί είναι αυτό της στατικής πίεσης. Η παρακάτω εικόνα παρουσιάζει τη μεταβολή της πίεσης κατά μήκος της βαθμίδας του φυγοκεντρικού συμπιεστή. Όπως γίνεται αντιληπτό το ρευστό εισέρχεται στην περωτή με πίεση 7.6 MPa και σταδιακά αυξάνεται μέχρι τα 14 MPa, όπου εισέρχεται στο διαχύτη και εξέρχεται από το συμπιεστή με πίεση 17 MPa. Αποτέλεσμα αναμενόμενο λόγω της ανάκτησης της πίεσης που συντελείται στον διαχύτη.



Εικόνα 49a. Μεταβολή στατικής πίεσης στην περωτή και το διαχύτη του συμπιεστή.



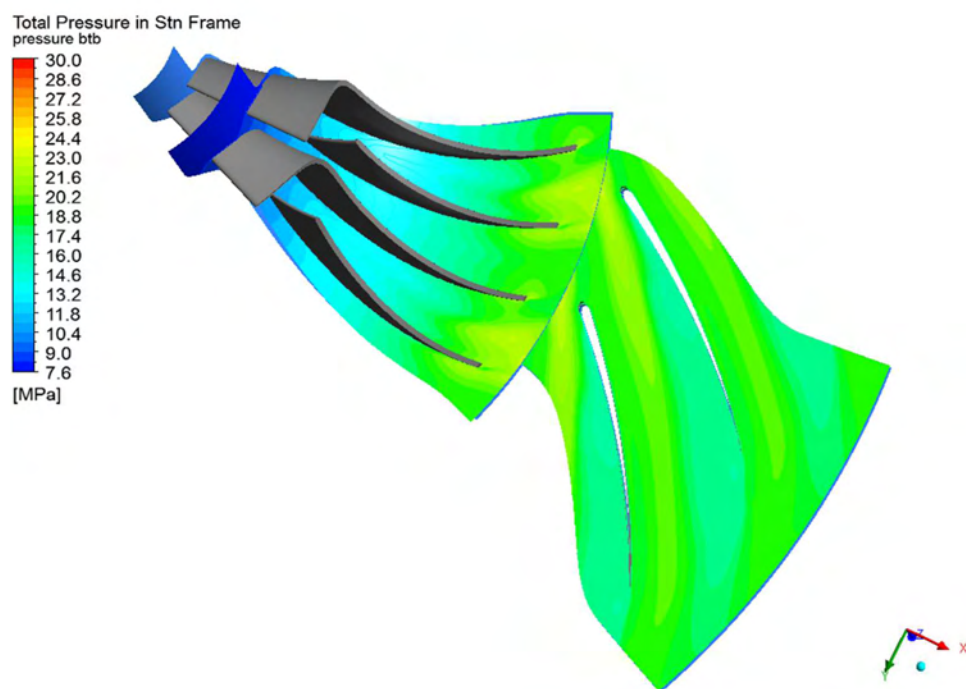
Εικόνα 50b. Μεταβολή στατικής πίεσης στο διαχύτη του συμπιεστή.

Σε αυτό το σημείο θα πρέπει να γίνει και μια αναφορά για την απόδοση που υπολογίζεται και παρουσιάζεται από τον επιλυτή. Η τιμή της απόδοσης όπως αυτή υπολογίζεται από τον επιλυτή αναφέρεται σε ιδανικά αέρια και λαμβάνεται από τη σχέση:

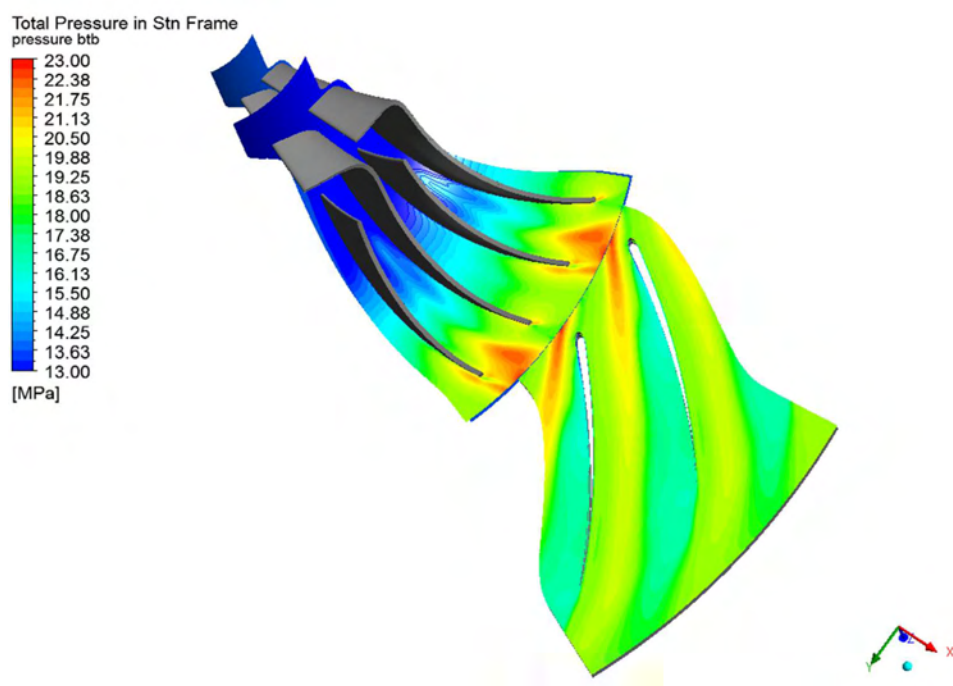
$$\eta = \frac{torque \cdot \omega}{\dot{m} \cdot c_p \cdot T \cdot \left(1 - \frac{P_1}{P_5}^{\frac{1-\gamma}{\gamma}}\right)}$$

Το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία είναι πραγματικό, οπότε για να γίνει παρακολούθηση της σύγκλισης της απόδοσης θα πρέπει να γίνει εισαγωγή μιας καινούργιας μεταβλητής (expression) που να υπολογίζει την απόδοση όπως αυτή ορίστηκε στο κεφάλαιο 2.

Οι εικόνες 50a και 50b που παρουσιάζονται παρακάτω, αποτυπώνουν την κατανομή της ολικής πίεσης από την είσοδο του συστήματος προσαγωγής έως την έξοδο του διαχύτη. Όπως αναμενόταν η πίεση ξεκινά από τα 7.6 MPa στην είσοδο και αυξάνεται σταδιακά μέχρι τα 24 MPa στην έξοδο της πτερωτής, ενώ καθώς το εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται στον διαχύτη παρατηρείται μια μικρή πτώση της ολικής πίεσης στα 20 MPa, η οποία είναι αναμενόμενη εφόσον μειώνεται η ταχύτητα για να υπάρξει ανάκτηση της στατικής πίεσης.

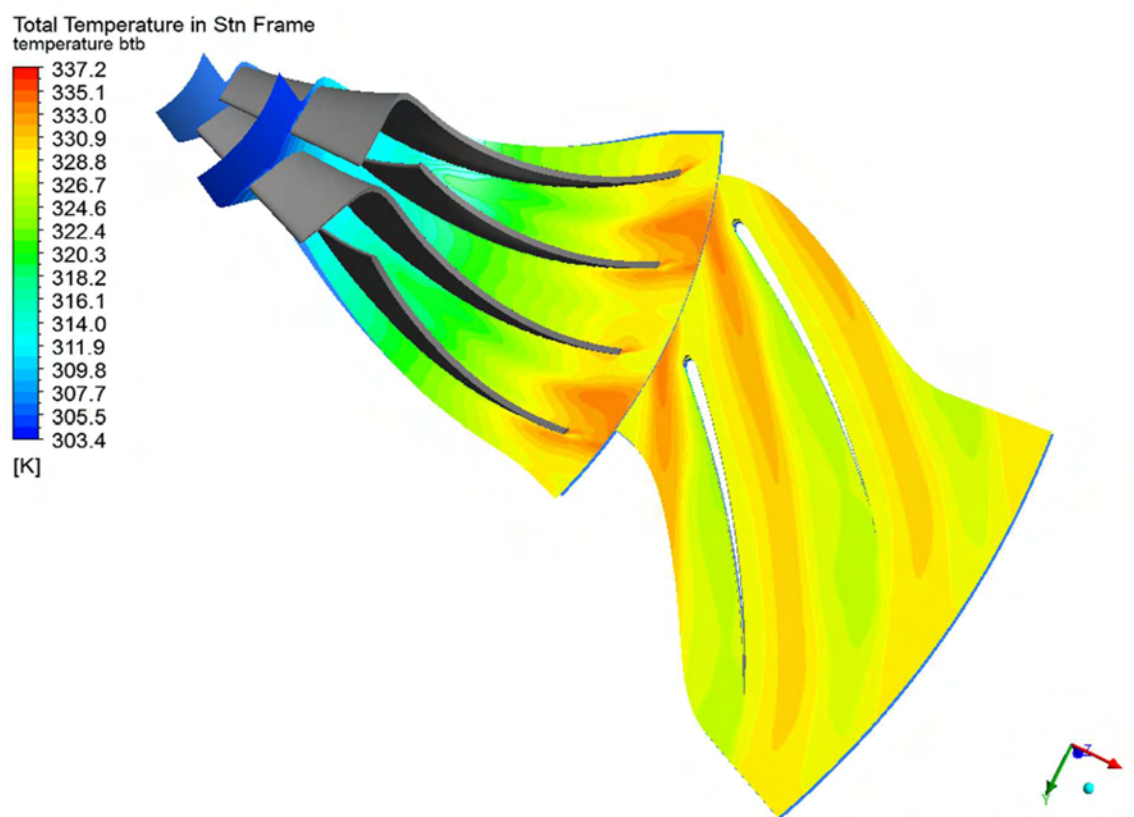


Εικόνα 51a. Μεταβολή ολικής πίεσης κατά μήκος του συμπίεστή.



Εικόνα 52b. Μεταβολή ολικής πίεσης κατά μήκος του διαχύτη.

Η Εικόνα 53 παρουσιάζει με τον ίδιο τρόπο τη μεταβολή της ολικής θερμοκρασίας. Παρατηρείται μια παρόμοια συμπεριφορά με αυτή της ολικής πίεσης, δηλαδή εισέρχεται το ρευστό στον συμπιεστή σε θερμοκρασία 306 K και εξέρχεται από την περωτή στους 335 K. Αντίστοιχα παρατηρείται μια πτώση της ολικής θερμοκρασίας, για τους ίδιους λόγους με την ολική πίεση, στους 330 K



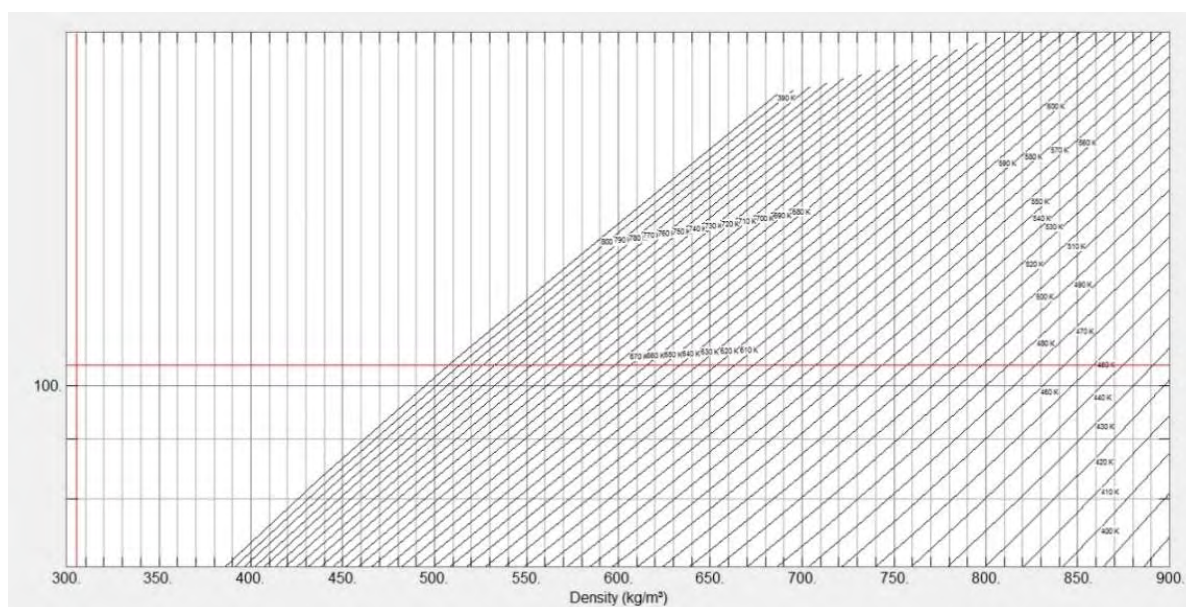
Εικόνα 53. Μεταβολή ολικής θερμοκρασίας κατά μήκος του συμπιεστή.

Στη συνέχεια παρουσιάζεται η μεταβολή της πυκνότητας. Παρατηρείται ότι μέσα στην περωτή έχουμε μια αύξηση από 620 kg/m^3 σε 700 kg/m^3 , ενώ στο διαχύτη διατηρείται περίπου στα 730 kg/m^3 . Παράλληλα κατά την διάρκεια εξαγωγής των αποτελεσμάτων της πυκνότητας πραγματοποιήθηκε έλεγχος και διασταύρωση των τιμών της. Για την διαδικασία αυτή χρησιμοποιήθηκε εγχειρίδιο θερμοδυναμικών μεγεθών το διοξειδίου του άνθρακα [22] όπου και ελέγχθηκαν οι τιμές της πυκνότητας για τις αντίστοιχες τιμές θερμοκρασίας και πίεσης με τις αντίστοιχες τιμές στο κομμάτι του διαχύτη. Αυτό που διαπιστώθηκε είναι ότι οι διαφορές των αποτελεσμάτων από τη ρευστοδυναμική ανάλυση με αυτά από το εγχειρίδιο είναι πάρα πολύ μικρή.

Temperature [°C]	Pressure [MPa]	Density CFX [Kg/m ³]	Density book [Kg/m ³]	Difference [%]
30	7.5	661.1	661.1	0.0000%
30	7.6	671.88	671.9	0.0030%
31	7.5	614.17	614.2	0.0049%
31	7.6	635.51	635.5	-0.0016%
32	7.5	365.93	365.9	-0.0082%
32	7.6	557.5	557.5	0.0000%
33	7.5	311.47	311.5	0.0096%
33	7.6	346.97	347	0.0086%
34	7.5	288.3	288.3	0.0000%
34	7.6	309.04	309	-0.0129%
35	7.5	272.97	273	0.0110%
35	7.6	288.44	288.4	-0.0139%

Πίνακας 13. Σύγκριση τιμών πυκνότητας μεταξύ εγχειριδίου και αποτελεσμάτων ανάλυσης.

Επίσης για την ευκολότερη κατανόηση της μεταβολής της πυκνότητας παρατίθεται και ένα διάγραμμα θερμοκρασίας-πίεσης. Ευκολά γίνεται αντιληπτό ότι κοντά στο κρίσιμο σημείο η μεταβολή είναι έντονη και για αυτό το λόγο αποτελεί σημαντικό παράγοντα στο σχεδιασμό.

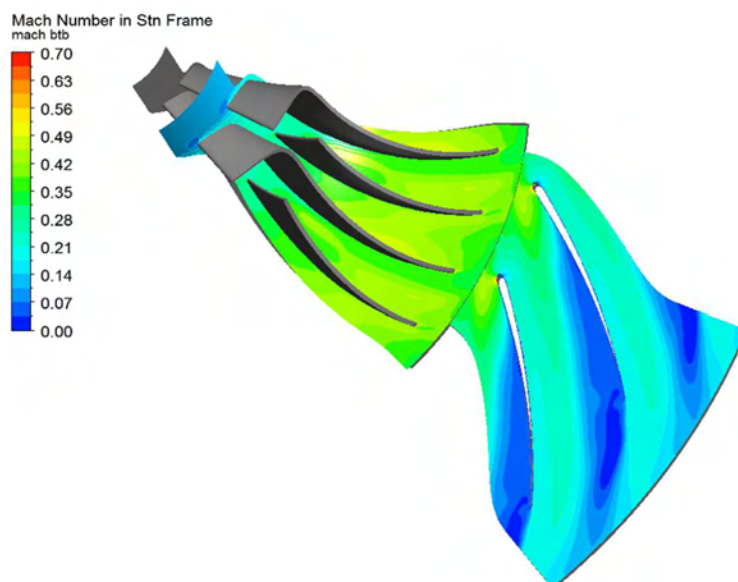


Σχήμα 1. Χάρτης πυκνότητας CO₂ στην περιοχή 70-200 bar και 300-900 K (REFPROP).



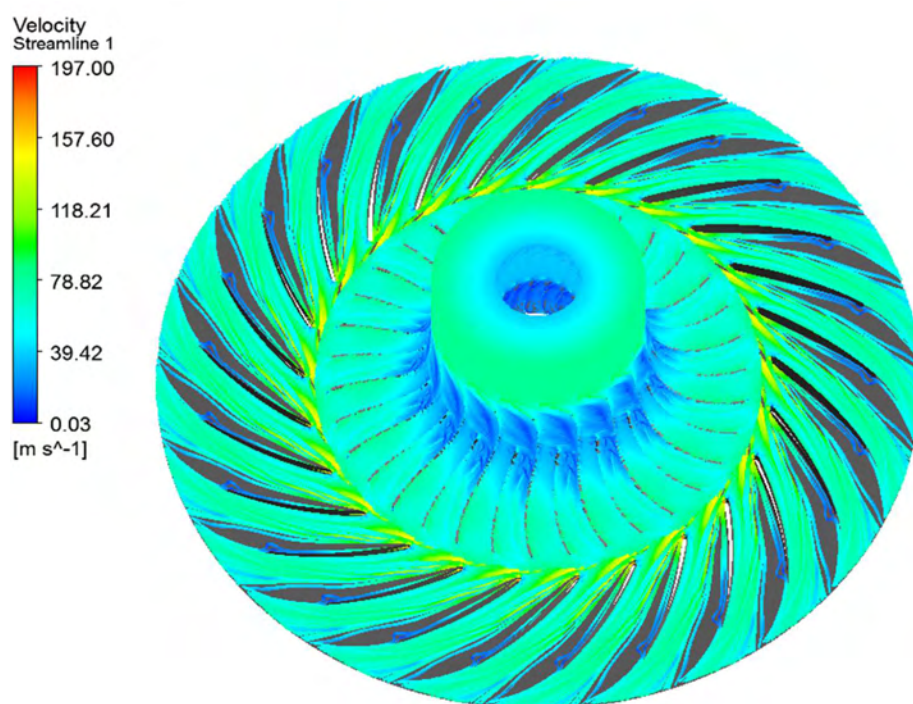
Εικόνα 54. Μεταβολή πυκνότητας κατά μήκος του συμπιεστή.

Η εικόνα που ακολουθεί παρουσιάζει την κατανομή του αριθμού Mach. Στη συγκεκριμένη εφαρμογή, ο αριθμός Mach πρέπει να βρίσκεται σε χαμηλά επίπεδα (υποηχητική ροή), γιατί σε περίπτωση που αυξηθεί, το CO₂ θα βρεθεί κάτω από το κρίσιμο σημείο, οπότε δεν θα υπάρχουν τα επιθυμητά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της ροής. Παρατηρείται ότι η κατανομή μεταβάλλεται σταδιακά κατά πλάτος του περυγίου της πτερωτής από 0,14 σε 0,5 Mach, ενώ στο σύνολο του διαχύτη ο αριθμός Mach παραμένει μικρός, γεγονός που αποτέλεσε σχεδιαστική επιλογή προκειμένου τα φαινόμενα συμπιεστότητας να μην είναι έντονα και έτσι να μην υπάρξει σημείο στο συμπιεστή που η ροή να πέσει σε υποκρίσιμη περιοχή.



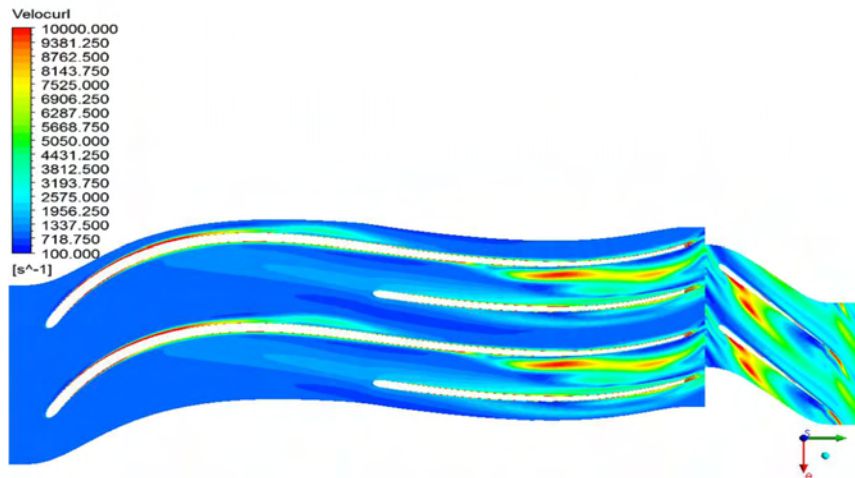
Εικόνα 55. Μεταβολή αριθμού Mach στο συμπιεστή και του διαχύτη.

Κλείνοντας την ενότητα αυτή των αποτελεσμάτων θα γίνει αναφορά στα μεγέθη τα οποία περιγράφουν την ροή του διοξειδίου του άνθρακα κατά μήκος του συμπιεστή. Αρχικά παρουσιάζονται οι ροϊκές γραμμές του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα, καθώς αυτό διέρχεται από την περωτή και το διαχύτη του συμπιεστή. Γίνεται αντιληπτό ότι καθώς το εργαζόμενο ρευστό εισέρχεται από την περωτή αυξάνεται η ταχύτητά του ενώ έχουμε μια μικρή μείωση καθώς εξέρχεται από την διαχύτη. Η μεταβολή αυτή είναι αναμενόμενη καθώς όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως στο διαχύτη η ταχύτητα μειώνεται για να έχουμε ανάκτηση της στατικής πίεσης.



Εικόνα 56. Ροϊκές γραμμές εργαζόμενου μέσου κατά μήκος του συμπιεστή.

Το επόμενο μέγεθος που θα παρουσιαστεί είναι ο στροβιλισμός της ροής. Όπως παρατηρείται και παρακάτω εικόνα το μέγεθος του στροβιλισμού αυξάνεται έντονα στην έξοδο της περωτής και κάτω από την πλευρά αναρρόφησης των πτερυγίων του διαχύτη. Το αποτέλεσμα αυτό είναι αναμενόμενο εφόσον στις περιοχές αυτές έχουμε και την μεγαλύτερη ανακυκλοφορία κατά μήκος της ροής.



Εικόνα 575. Στροβιλότητα (velocity curl) της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου κατά μήκος του συμπίεστή.

Με βάση τα αποτελέσματα της ρευστοδυναμικής ανάλυσης θα γίνει και μία εκτίμηση του βαθμού απόδοσης του διαχύτη. Για τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης χρησιμοποιήθηκε η παρακάτω σχέση:

$$\eta_D = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\left(\frac{P_{01}}{P_{02}} \cdot \frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}$$

Όπου 1 και 2 είναι η είσοδος και έξοδος του διαχύτη αντίστοιχα. Για το σημείο σχεδιασμού όπου και έγινε ο υπολογισμός προέκυψε βαθμός απόδοσης για το διαχύτη $\eta_D = 0,80$. Στη συνέχεια έγινε και επαλήθευση του αποτελέσματος χρησιμοποιώντας την αντίστοιχη σχέση για τον βαθμό απόδοσης από το βιβλίο του Dixon [23]. Η διαφορά των δύο αποτελεσμάτων που προέκυψε είναι της τάξης του 0,68% γεγονός που καθιστά τον υπολογισμό του βαθμού απόδοσης ακριβή. Στο πίνακα παρακάτω παρουσιάζονται αναλυτικά και τα αποτελέσματα.

Mass Flow [kg s ⁻¹]	Percent Speed	nD	nS	nIS	nD (DIXON)	Dixon VS CFX
2200	110	0.77	0.87	0.85	0.772	-0.90%
2350	110	0.85	0.89	0.88	0.871	-2.59%
1700	100	0.76	0.88	0.87	0.811	-6.14%
1700	90	0.64	0.85	0.84	0.630	1.36%
1850	90	0.87	0.91	0.90	0.890	-2.10%
1950	90	0.88	0.91	0.90	0.924	-5.56%
1400	85	0.68	0.86	0.85	0.671	1.10%
1475	85	0.74	0.86	0.85	0.749	-1.16%
1550	85	0.69	0.88	0.87	0.684	1.50%
1625	85	0.68	0.84	0.82	0.681	0.22%
1750	85	0.85	0.90	0.89	0.865	-1.87%
1300	80	0.58	0.77	0.75	0.577	0.87%
1450	80	0.58	0.81	0.79	0.572	1.91%

Πίνακας 14. Μελέτη σύγκρισης συντελεστών απόδοσης διαχύτη

5.3. Επαλήθευση Αποτελεσμάτων

Κλείνοντας το κομμάτι των θερμοδυναμικών αποτελεσμάτων θεωρήθηκε χρήσιμο να γίνει μια παρουσίαση των αποτελεσμάτων για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας. Ποιο συγκεκριμένα θα γίνει μια παρουσίαση των στατικών και ολικών πιέσεων και στατικών και ολικών ενθαλπών στην είσοδο της πτερωτής, την έξοδο της πτερωτής και έξοδο του διαχύτη καθώς και των βαθμών απόδοσης του διαχύτη και ολόκληρου του συμπιεστή. Επίσης θα παρουσιαστούν και τα αποτελέσματα του προκαταρκτικού σχεδιασμού.

	Mass flow [kg s ⁻¹]	Angular Velocity [rpm]	Percent Speed	Static Pressure [Mpa]	Total Pressure [Mpa]	Static Enthalpy [J kg ⁻¹]	Total Enthalpy [J kg ⁻¹]	nD	nS
Inlet				7.601	7.9106	299405	301630		
Middle	1908.1	3600	100	14.052	19.673	309661	317457	0.81	0.89
Outlet				17.4127	18.786	315541	317419		

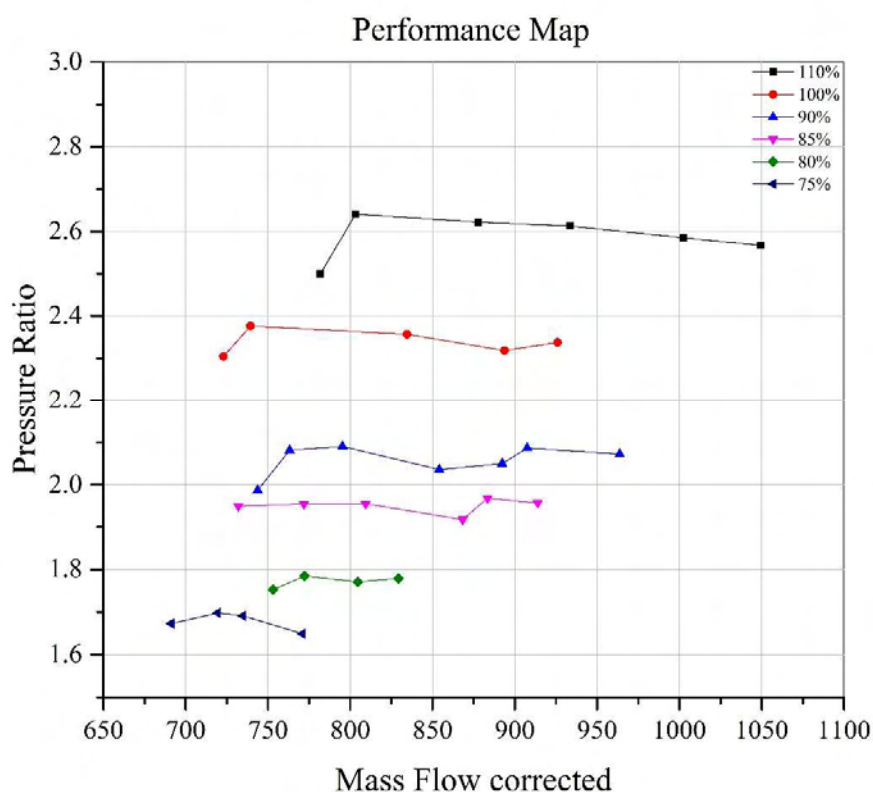
Πίνακας 15. Θερμοδυναμικά αποτελέσματα από ρευστοδυναμική ανάλυση.

	Mass flow [kg s ⁻¹]	Angular Velocity [rpm]	Percent Speed	Static Pressure [Mpa]	Static Enthalpy [J kg ⁻¹]	niS
Inlet				7.6	310790	
	1908.1	3600	100			0.85
Outlet				20	336780	

Πίνακας 16. Θερμοδυναμικά αποτελέσματα από προκαταρκτικό σχεδιασμό.

5.4. Χάρτης Λειτουργίας

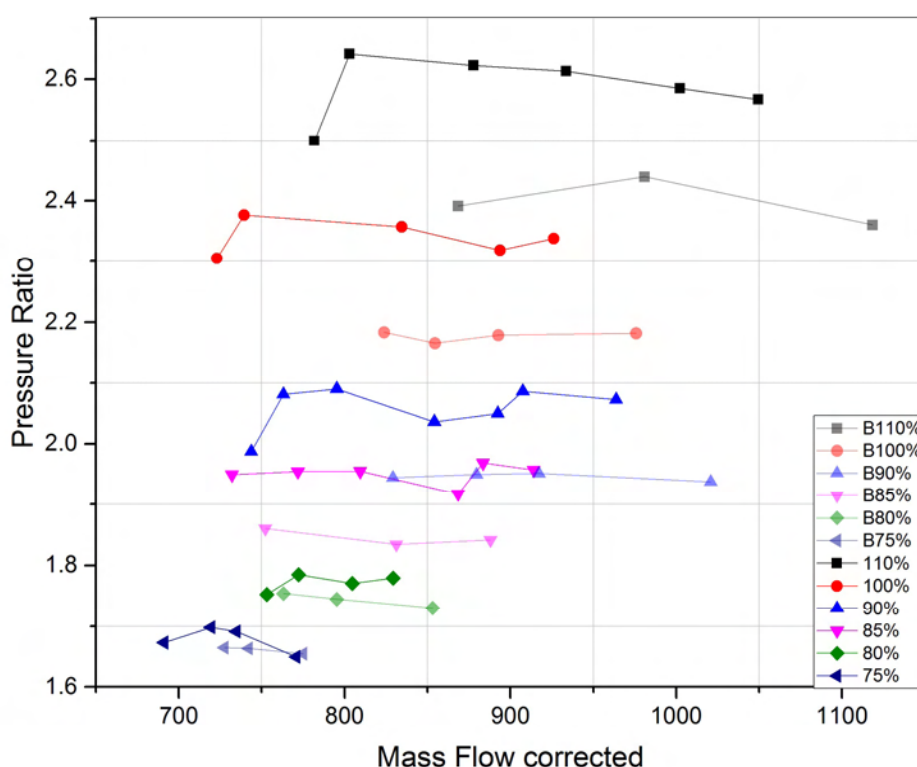
Κλείνοντας το κεφάλαιο των αποτελεσμάτων θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα της παραμετρικής μελέτης και ο χάρτης λειτουργίας που προέκυψε από την μελέτη αυτή. Το διάγραμμα που ακολουθεί, αποτελεί μια απόπειρα χαρτογράφησης του εύρους λειτουργίας του φυγοκεντρικού συμπιεστή για τριαντα-δύο σημεία λειτουργίας, ώστε να υπάρχει μία πρώτη απεικόνιση της τάσης λειτουργίας του. Με μια πρώτη εκτίμηση του χάρτη γίνεται αντιληπτό ότι όσο αυξάνονται οι στροφές και η παροχή αυξάνει και ο λόγος πίεσης του συμπιεστή. Επίσης γίνεται αντιληπτά και τα όρια του χάρτη λειτουργίας. Αριστερά διακρίνεται η γραμμή πάλμωσης (surge line) ενώ στα δεξιά διακρίνεται η γραμμή στραγγαλισμού (choked line)



Εικόνα 58. Χαρακτηριστικός χάρτης λειτουργίας συμπιεστή, όπως προέκυψε από το CFD.

Στο σημείο αυτό θεωρήθηκε σκόπιμο να γίνει μια συγκριτική παρουσίαση του νέου χάρτη λειτουργίας ο οποίος είχε στο διαχύτη πτερύγια με μορφή αεροτομής με τον χάρτη λειτουργίας ο οποίος προέκυψε από την προηγούμενη εργασία και ο διαχύτης αποτελείται από πτερύγια με σφηνοειδή μορφή. Στον παρακάτω συγκριτικό χάρτη λειτουργίας με έντονο χρώμα είναι τα αποτελέσματα του συμπιεστή με πτερύγια διαχύτη τύπου αεροτομής, ενώ με λιγότερο έντονο χρώμα είναι τα αποτελέσματα του συμπιεστή με πτερύγια διαχύτη τύπου σφήνας.

Με μία επισκόπηση του χάρτη παρατηρείται ότι τα πτερύγια τύπου αεροτομής στο διαχύτη βελτιώνουν περισσότερο την λειτουργία του συμπιεστή σε σχέση με τα σφηνοειδή. Οπότε για ίδιο αριθμό στροφών και ίδιες μαζικές παροχές παρατηρείται αύξηση του λόγου συμπίεσης και διεύρυνση της περιοχής λειτουργίας προς τα αριστερά μετατίθοντας την γραμμή πάλμωσης επίσης προς τα αριστερά.



Εικόνα 59. Συγκριτικός χάρτης λειτουργίας συμπιεστή, όπως προέκυψε από το CFD.

Τέλος κλείνοντας το κομμάτι των αποτελεσμάτων θα γίνει μια παρουσίαση των αποτελεσμάτων της παραμετρικής ανάλυσης με μορφή πινάκων. Τα στοιχεία που θα παρουσιαστούν είναι η ολική και στατική πίεση, η ολική και στατική θερμοκρασία, η ολική και στατική ενθαλπία καθώς και οι βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του διαχύτη ξεχωριστά για τα αντίστοιχα σημεία λειτουργίας όπως αυτά παρουσιάστηκαν στον παραπάνω χάρτη λειτουργίας.

Mass Flow [kg s ⁻¹]	Percent Speed	nD	PR	nS	avepress [MPa]	avetemp [K]	tot_press [MPa]	avespheat [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	nIS	stat_enthalpyout [J kg ⁻¹]	stat_enthalpyin [J kg ⁻¹]	Mcor [kg s ⁻¹]
1900	110	0.50	2.50	0.79	18.23	329.15	20.02	2637.67	0.77	319248	299430	781.81
2050	110	0.78	2.64	0.88	19.59	330.52	21.25	2506.68	0.87	318988	299309	803.11
2200	110	0.77	2.62	0.87	19.68	330.77	20.97	2502.84	0.85	319419	299239	877.75
2350	110	0.85	2.61	0.89	19.93	330.89	21.21	2480.87	0.88	319095	299140	933.71
2500	110	0.85	2.59	0.89	19.72	330.49	21.15	2495.38	0.88	318615	299047	1002.39
2600	110	0.86	2.57	0.89	19.58	330.23	21.10	2505.2	0.88	318325	298988	1049.51
1600	100	0.71	2.30	0.82	16.56	325.82	18.15	2812.48	0.81	315695	299455	723.03
1700	100	0.76	2.38	0.88	17.46	327.00	18.73	2698.47	0.87	315931	299515	739.47
1908.1	100	0.81	2.36	0.89	17.41	326.80	18.78	2699.85	0.88	315541	299405	834.49
1925	100	0.81	2.36	0.89	17.39	326.75	18.78	2702.28	0.88	315477	299395	842.44
2000	100	0.77	2.32	0.87	17.44	327.00	18.43	2701.05	0.85	315990	299362	893.76
2100	100	0.86	2.34	0.90	17.72	327.24	18.77	2667.06	0.89	315749	299301	926.06
1450	90	0.59	1.99	0.79	14.30	321.61	15.69	3175.58	0.77	312567	299632	743.65
1550	90	0.74	2.08	0.86	15.57	323.69	16.37	2936.4	0.85	313289	299594	763.14
1625	90	0.75	2.09	0.89	14.97	322.40	16.50	3028.82	0.88	312009	299557	795.30
1700	90	0.64	2.04	0.85	14.56	321.78	16.10	3109.13	0.84	311908	299521	854.14
1775	90	0.71	2.05	0.86	15.16	322.87	16.13	3002	0.84	312614	299490	892.36
1850	90	0.87	2.09	0.91	15.75	323.72	16.60	2901.83	0.90	312714	299448	907.51
1950	90	0.88	2.07	0.91	15.65	323.51	16.54	2916.24	0.90	312512	299393	963.71
1400	85	0.68	1.95	0.86	14.22	321.06	15.36	3172.28	0.85	311218	299643	732.04
1475	85	0.74	1.95	0.86	14.70	321.98	15.35	3078.79	0.85	311885	299620	771.92
1550	85	0.69	1.95	0.88	13.85	320.26	15.39	3246.47	0.87	310391	299589	809.34
1625	85	0.68	1.92	0.84	14.32	321.31	15.05	3155.6	0.82	311539	299565	868.41
1700	85	0.85	1.97	0.90	14.76	321.88	15.53	3060.1	0.89	311331	299526	883.47
1750	85	0.85	1.96	0.90	14.72	321.81	15.48	3066.01	0.89	311267	299501	914.00
1300	80	0.58	1.75	0.77	12.97	318.76	13.81	3497.38	0.75	310272	299678	753.04
1350	80	0.57	1.78	0.80	13.47	319.73	13.99	3351.18	0.78	310605	299663	772.30
1400	80	0.54	1.77	0.80	13.28	319.31	13.92	3402.37	0.78	310339	299647	804.65
1450	80	0.58	1.78	0.81	13.25	319.21	13.99	3407.21	0.79	310160	299631	829.37
1150	75	0.69	1.67	0.80	12.62	317.78	13.28	3601.09	0.78	309120	299716	691.26
1200	75	0.69	1.70	0.81	12.69	317.91	13.31	3566.29	0.79	309118	299705	719.52
1225	75	0.55	1.69	0.81	12.51	317.53	13.31	3622.13	0.79	308848	299700	734.81
1250	75	0.44	1.65	0.76	12.41	317.44	12.93	3671.27	0.74	309206	299692	770.97

Πίνακας 17. Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στο πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας έγινε προσπάθεια να μελετηθεί ο σχεδιασμός ενός φυγοκεντρικού συμπιεστή για εφαρμογές υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα. Αξιοποιήθηκαν οι δυνατότητες εμπορικού λογισμικού υπολογιστικής ρευστοδυναμικής προκειμένου να οπτικοποιηθούν οι περιοχές με σημαντικές απώλειες, αλλά και να αξιολογηθούν εναλλακτικοί τύποι πτερυγιοφόρου διαχύτη.

Αρχικά έγινε προκαταρκτικός σχεδιασμό για τον προσδιορισμό βασικών μεγεθών του συμπιεστή (στροφές, απόδοση, γεωμετρία). Στη συνέχεια αναπτύχθηκε 1-D μοντέλο συμπιεστή για την επίλυση του ευθέως προβλήματος, δηλαδή την εύρεση των θερμοδυναμικών μεγεθών σε κάθε σημείο της μηχανής γνωρίζοντας τη γεωμετρία και τις συνθήκες λειτουργίας. Ακολούθησε η επίλυση του αντίστροφου προβλήματος, με κατάληξη στην τελική γεωμετρία του συμπιεστή.

Βάσει της γεωμετρίας που προέκυψε σχεδιάστηκε σε εμπορικό λογισμικό το τρισδιάστατο μοντέλο του συμπιεστή και μελετήθηκε η ροή του υπερκρίσιμου CO₂ μέσα από τα πτερύγια του ρότορα και του διαχύτη, που αποτελούν τα κυριότερα στοιχεία του συμπιεστή.

Αφού ολοκληρώθηκε η ανάλυση για το ονομαστικό σημείο λειτουργίας επαναλήφθηκε η διαδικασία και για διαφορετικά σημεία λειτουργίας. Με βάση τους υπολογισμούς αυτούς δημιουργήθηκε ένας προσεγγιστικός χάρτης λειτουργίας. Φυσικά, ο χάρτης αυτός χαρακτηρίζεται από αδυναμία ικανοποιητικής μοντελοποίησης μέσω του CFD των περιοχών με υψηλότερες ή χαμηλότερες αδιάστατες παροχές από αυτήν του ονομαστικού σημείου, όπως είναι γνωστό και από την εμπειρία άλλων ερευνητών.

Επιπλέον, η επίλυση με το εμπορικό λογισμικό φαίνεται ότι υποεκτιμά τις σημαντικές απώλειες τριβών από δευτερογενείς ροές στην περιοχή του διακένου μεταξύ πίσω επιφάνειας ρότορα – κελύφους (windage losses), που παρατηρήθηκαν πειραματικά από άλλους ερευνητές. Αυτό οφείλεται στην μη ένταξη του τμήματος αυτού στην επίλυση, αλλά και στον τρόπο μοντελοποίησης της τραχύτητας της επιφάνειας, είτε στην επιλεγμένη τιμή διάκενου μεταξύ της πτερωτής και του κελύφους (tip clearance).

Όσον αφορά την σχεδιαστική επιλογή για τον πτερυγιοφόρο διαχύτη, υπολογιστικά προκύπτει υψηλότερος βαθμός απόδοσης διαχύτη όταν τα πτερύγια είναι τύπου αεροτομής, σε σύγκριση με σφηνοειδή πτερύγια διαχύτη, τα οποία συνήθως ενδείκνυνται για υψηλότερους αριθμούς Mach.

Η ερμηνεία και επαλήθευση μέσω ισοζυγίων, των αποτελεσμάτων του CFD καθίσταται αρκετά δύσκολη εξαιτίας της απότομης μεταβολής των ιδιοτήτων (ρ , c_p , μ) στην περιοχή λειτουργίας που γειτονεύει με το κρίσιμο σημείο του CO₂, η οποία μεταξύ άλλων καθιστά αδύνατη την αξιοποίηση ιδιαίτερα χρήσιμων για την οπτικοποίηση μεταβλητών όπως είναι η ολική θερμοκρασία.

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Tsuzuki, N., Y. Kato, and T. Ishiduka, *High performance printed circuit heat exchanger*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(10): p. 1702-1707.
 2. Fleming, D., et al. *Scaling Considerations for a Multi-Megawatt Class Supercritical CO₂ Brayton Cycle and Path Forward for Commercialization*. in *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2012. American Society of Mechanical Engineers.
 3. Dostal, V., M.J. Driscoll, and P. Hejzlar, *A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors*. Massachusetts Institute of Technology. Dept. of Nuclear Engineering, Cambridge, MA, Paper No. MIT-ANP-TR-100, 2004.
 4. Dostal, V., P. Hejzlar, and M.J. Driscoll, *The supercritical carbon dioxide power cycle: comparison to other advanced power cycles*. Nuclear technology, 2006. **154**(3): p. 283-301.
 5. Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, M.O., *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program*. 2018.
 6. Milani, D., et al., *A comparative study of solar heliostat assisted supercritical CO₂ recompression Brayton cycles: Dynamic modelling and control strategies*. The Journal of Supercritical Fluids, 2017. **120**: p. 113-124.
 7. Feher, E.G., *The supercritical thermodynamic power cycle*. Energy conversion, 1968. **8**(2): p. 85-90.
 8. Angelino, G., *Carbon dioxide condensation cycles for power production*. Journal of Engineering for Power, 1968. **90**(3): p. 287-295.
 9. Gkountas, A.A., A.M. Stamatelos, and A.I. Kalfas. *Thermodynamic Modeling and Comparative Analysis of Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle*. in *ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. 2017. American Society of Mechanical Engineers.
 10. Heatric. <https://www.heatric.com/index.html>.
 11. Dostal, V., P. Hejzlar, and M.J. Driscoll, *High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors*. Nuclear Technology, 2006. **154**(3): p. 265-282.
-

12. Gkountas, A.A., A.M. Stamatelos, and A.I. Kalfas, *Recuperators investigation for high temperature supercritical carbon dioxide power generation cycles*. Applied Thermal Engineering, 2017. **125**: p. 1094-1102.
 13. BALJE, O.E., *Turbomachines - A guide to design, selection, and theory*. 1981: p. 513 p : ill , 23 cm (BD0000QO: photocopies).
 14. Wright, S.A., et al., *Operation and analysis of a supercritical CO2 brayton cycle*. Sandia Report, No. SAND2010-0171, 2010.
 15. Utamura, M., et al. *Demonstration of Supercritical CO2 Closed Regenerative Brayton Cycle in a Bench Scale Experiment*. in *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2012.
 16. Denton, J.D. *Loss Mechanisms in Turbomachines*. in *ASME 1993 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. 1993.
 17. Span, R. and W. Wagner, *A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa*. Journal of physical and chemical reference data, 1996. **25**(6): p. 1509-1596.
 18. Aungier, R.H., *Centrifugal compressors: a strategy for aerodynamic design and analysis*. 2000: American Society of Mechanical Engineers.
 19. Schlichting, H., *Boundary-layer theory, 7th. editon*. McCraw-Hill Book Co., New York, 1979.
 20. Aungier, R., *A systematic procedure for the aerodynamic design of vaned diffusers*. Flows in Non-Rotating Turbomachinery Components, ASME FED, 1988. **69**: p. 27-34.
 21. Monje, B., et al. *A design strategy for supercritical CO2 compressors*. in *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2014. American Society of Mechanical Engineers.
 22. Anwar, S. and J.J. Carroll, *Carbon Dioxide Thermodynamic Properties Handbook: Covering Temperatures from -20 Degrees to 250 Degrees Celcius and Pressures Up to 1000 Bar*. 2011: John Wiley & Sons.
 23. Dixon, S.L. and C.A. Hall, *Chapter 7 - Centrifugal Pumps, Fans, and Compressors*, in *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery (6th Edition)*. 2010: Boston. p. 217-263.
 24. Saravanamuttoo, H.I., G.F.C. Rogers, and H. Cohen, *Gas turbine theory*. 2001: Pearson Education.
 25. Pecnik, R. and P. Colonna. *Accurate CFD Analysis of a Radial Compressor Operating with Supercritical CO2*. in *Supercritical CO2 Power Cycle Symposium, Boulder, Colorado, USA*. 2011.
-

26. Pham, H.S., et al., *Mapping of the thermodynamic performance of the supercritical CO₂ cycle and optimisation for a small modular reactor and a sodium-cooled fast reactor*. Energy, 2015. **87**: p. 412-424.
 27. Pasch, J., et al., *Supercritical CO₂ Recompression Brayton Cycle: Completed Assembly*.
 28. Banik, S., S. Ray, and S. De, *Thermodynamic modelling of a recompression CO₂ power cycle for low temperature waste heat recovery*. Applied Thermal Engineering, 2016. **107**: p. 441-452.
-